

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA



TECNOLOGÍA NEUMÁTICA

*TEORÍA, DISEÑO Y SIMULACIÓN DE
COMPONENTES Y CIRCUITOS PARA LA
DOCENCIA INTERACTIVA VÍA WEB*

ALUMNO:
ALEJANDRO JESÚS BUENACHE VEGA
INGENIERÍA INDUSTRIAL - 2010
ESPECIALIDAD MÁQUINAS Y ESTRUCTURAS
TUTORA:
CRISTINA CASTEJÓN SISAMON

DEDICATORIA

Este proyecto está dedicado a:

Mi hermano Gonza, mi hermana Vicky (la Tata) y Mauri, por su ayuda, apoyo continuo y estar ahí siempre que les necesito.

Mi novia, Rebeca, por la paciencia que tiene, sus consejos y el amor que me ha demostrado todos estos años, y en particular durante la realización del proyecto.

Y, por encima de todo, a mis Padres, Gonzalo y Victoria, que me han guiado, apoyado y confiado en mí siempre, y han sabido despertar en mí el amor por el conocimiento y el espíritu de superación y sacrificio para alcanzar las metas en la vida.

Muchas Gracias a todos

AGRADECIMIENTOS

Mi agradecimiento a cuantas personas han hecho posible la realización del presente trabajo y a toda la gente que me ha ayudado y acompañado en este periodo de mi vida.

En especial a la profesora y Doctora Doña Cristina Castejón, tutora del proyecto, por su apoyo durante la realización de éste y sus enseñanzas durante toda la carrera.

A mis hermanos y Mauri, por su inmensa e inestimable ayuda en la creación, realización y revisión del proyecto y la memoria del mismo. También a Fidi, porque como dijo Aristóteles: “un amigo fiel es un alma en dos cuerpos”, su apoyo y paciencia son inestimables.

A mis compañeros de trabajo en Airbus: Verónica, Ramón y Carlos, por su apoyo y préstamo de información, y especialmente a Fernando Cabrera, por prestarme las válvulas neumáticas y ayudarme en la búsqueda de referencias y fabricantes.

A todos los compañeros y amigos de la Universidad: Raquel, María José, Jaime, Victor, David, Ana, Nacho, Maribel, ... y todo el resto... que han sufrido y trabajado codo con codo durante estos años para llegar hasta aquí. Por su apoyo en los trabajos y las prácticas (gran Jaime), y sobre todo, las largas horas de estudio en la biblioteca preparando exámenes.

Por último, a Don Luís Peromarta, antiguo profesor de la Universidad, que me abrió las puertas al mundo de la Neumática, enseñándome los conocimientos básicos de esta tecnología y, más importante, aprender a distinguir entre la teoría y la práctica.

ÍNDICE

PRÓLOGO.....	13
INTRODUCCIÓN AL CONTENIDO	14
1.- INTRODUCCIÓN A LA NEUMÁTICA	16
1.1.- HISTORIA.....	18
1.2.- CONCEPTOS GENERALES DE NEUMÁTICA.....	24
<i>1.2.1.- Fundamentos Físicos</i>	<i>24</i>
<i>1.2.2.- El Aire atmosférico. Composición y propiedades</i>	<i>27</i>
<i>1.2.3.- El Aire comprimido y sus propiedades</i>	<i>28</i>
1.3.- INSTALACIONES NEUMÁTICAS. COMPONENTES	32
<i>1.3.1.- Generación del aire comprimido: El compresor.....</i>	<i>32</i>
<i>1.3.2.- Depósitos</i>	<i>35</i>
<i>1.3.3.- Redes neumáticas. Instalación de tuberías</i>	<i>36</i>
<i>1.3.4.- Acondicionamiento y tratamiento del aire comprimido</i>	<i>38</i>
<i>1.3.5.- Valvulería</i>	<i>44</i>
<i>1.3.6.- Actuadores neumáticos</i>	<i>47</i>
<i>1.3.7.- Motores neumáticos</i>	<i>50</i>
1.4.- APLICACIONES DE LA NEUMÁTICA	52
<i>1.4.1.- Campos de aplicación</i>	<i>52</i>
<i>1.4.2.- Aplicaciones Específicas.....</i>	<i>52</i>
<i>1.4.3.- Comparación con la Hidráulica y la Electricidad</i>	<i>60</i>
1.5.- REPRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA DE CIRCUITOS NEUMÁTICOS	61
2.- DISEÑO Y CÁLCULO DE ELEMENTOS Y CIRCUITOS NEUMÁTICOS	62
2.1.- CÁLCULOS PRELIMINARES.....	65
2.2.- CÁLCULO DE ACTUADORES	68
<i>2.2.1.- Dimensionado de los actuadores</i>	<i>68</i>
<i>2.2.2.- Cálculo del consumo de aire.....</i>	<i>73</i>
2.3.- DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN	79
<i>2.3.1.- Cálculo de pérdidas en conductos lineales.....</i>	<i>80</i>
<i>2.3.2.- Cálculo de pérdidas de carga en elementos singulares</i>	<i>84</i>
<i>2.3.3.- Cálculo de pérdidas de carga en la instalación completa.....</i>	<i>85</i>
2.4.- DIMENSIONAMIENTO DEL COMPRESOR.....	87
<i>2.4.1.- Grupo compresor</i>	<i>89</i>
2.5.- DIMENSIONAMIENTO DEL DEPÓSITO.....	90
2.6.- CÁLCULO DE VÁLVULAS	92
<i>2.6.1.- Caudal a través de válvulas</i>	<i>92</i>
<i>2.6.2.- Caudal en unidades de mantenimiento</i>	<i>95</i>
2.7.- DISEÑO DE CIRCUITOS	96
<i>2.7.1.- Introducción al Diseño</i>	<i>96</i>
<i>2.7.2.- Método de diseño de circuitos en cascada.....</i>	<i>105</i>
<i>2.7.3.- Aplicaciones</i>	<i>110</i>

3.- PRINCIPALES ELEMENTOS NEUMÁTICOS.	
SIMULACIÓN MEDIANTE SOLID EDGE®	114
3.1.- DISEÑO MEDIANTE SOLID EDGE®	116
3.2.- ACTUADORES.....	118
3.2.1.- cilindro simple efecto, retorno por muelle	118
3.2.2.- cilindro lineal de doble efecto	120
3.3.- VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS	124
3.3.1.- Válvula 3/2 NC de accionamiento manual o neumático	124
3.3.2.- Válvula 4/2 pilotada en ambos extremos	127
3.3.3.- Válvula 5/2 de accionamiento mecánico	129
3.4.- OTRAS VÁLVULAS	133
3.4.1.- Válvula selectora (lógica O)	133
3.4.2.- Válvula de simultaneidad (lógica Y)	135
3.4.3.- Válvula antirretorno	136
3.4.4.- Válvula reguladora de caudal	139
3.5.- CIRCUITOS ESQUEMÁTICOS.....	141
3.5.1.- Componentes esquemáticos	141
3.5.2.- Simulación esquemática de circuitos básicos	144
4.- APLICACIÓN: CIRCUITOS NEUMÁTICOS. SIMULACIÓN.....	148
4.1.- CIRCUITOS BÁSICOS.....	150
4.1.1.- Circuitos elementales	150
4.1.2.- Temporizadores	157
4.1.3.- Modalidades de mando	161
4.1.4.- Otras funciones de mando	171
4.2.- SEGURIDADES Y CAPTACIÓN DE SEÑALES EN CIRCUITOS NEUMÁTICOS	175
4.2.1.- Sistemas de seguridad	175
4.2.2.- Sistemas de captación y conversión.....	179
4.2.3.- Ejemplo de circuito con elementos especiales	185
4.3.- MÁQUINA 1: DISPOSITIVO DE REBORDEADO	187
4.4.- MÁQUINA 2: DOBLADO Y ESTAMPADO	189
4.4.1.- Formas de representación del diagrama de estados	189
4.4.2.- Forma de representación gráfica (Diagramas)	191
4.4.3.- Esquema neumático	192
4.5.- MÁQUINA 3: SIERRA AUTOMÁTICA	194
4.5.1.- Solución mediante diferentes métodos de diseño	195
4.6.- MÁQUINA 4: FRESADORA AUTOMÁTICA	200
4.6.1.- Fresadora	200
4.6.2.- Búsqueda de anomalías	205
5.- INSTALACIONES NEUMÁTICAS.....	208
5.1.- CÁLCULO DE ACTUADOR NEUMÁTICO	209
5.2.- AUTOMATISMO NEUMÁTICO: DISEÑO COMPLETO	213
5.2.1.- Especificación técnica	214

5.2.2.- Dimensionado y selección de componentes	215
5.3.- CÁLCULO DE UNA INSTALACIÓN	237
5.4.- NORMATIVA Y NORMALIZACIÓN.....	240
5.4.1.- Normalización Internacional	241
6.- CONCLUSIONES	246
6.1.- FUTURAS AMPLIACIONES DEL PROYECTO.....	248
BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS	249
ANEXO I: SIMBOLOGÍA Y DESIGNACIÓN DE ELEMENTOS NEUMÁTICOS	253
ANEXO II: GLOSARIO DE TÉRMINOS NEUMÁTICOS	263
ANEXO III: PRINCIPALES PROVEEDORES Y FABRICANTES	271
ANEXO IV: FESTO FLUIDSIM®: SIMULACIÓN DE CIRCUITOS NEUMÁTICOS	273
APÉNDICE: CREACIÓN DE PÁGINAS WEB MEDIANTE DREAMWEAVER MX	275
CONTENIDO DEL CD-ROM.....	279

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

CAPÍTULO 1:

Fig. 1. 1 - Fundición de Oro en Egipto [1].	18
Fig. 1. 2 - Premio Ktesibios [2].	19
Fig. 1. 3 - Vagón perforador en el túnel de Mont-Cenis [3].	20
Fig. 1. 4 - Compresor empleado en el túnel de Mont-Cenis [4].	21
Fig. 1. 5 - Planta de compresores del sistema neumático de París. 1.888 [5].	21
Fig. 1. 6 - Diferentes aplicaciones neumáticas [6].	23
Fig. 1. 7 - Máquina transfer circular automática [7].	23
Fig. 1. 8 - Diferentes presiones y rangos industriales típicos.	26
Fig. 1. 9 - Humedad relativa y absoluta del aire a 1 atm (extracto diagrama psicrométrico).	30
Fig. 1. 10 - 4 metros cúbicos de aire a 20°C, 1 atm y 50%HR (8,7gr/m3 HA).	30
Fig. 1. 11 - Compresión de los 4 metros cúbicos.	31
Fig. 1. 12 - Principales elementos de una instalación neumática [8].	32
Fig. 1. 13 - Elementos principales del compresor [9].	33
Fig. 1. 14 - Esquema y partes de un compresor alternativo hermético [10].	33
Fig. 1. 15 - Tipos de compresores [11].	34
Fig. 1. 16 - Elementos principales de un depósito.	35
Fig. 1. 17 - Tipos de redes neumáticas.	37
Fig. 1. 18 - Disposición de la línea principal y zonas de presión.	37
Fig. 1. 19 - Esquema de elementos principales para acondicionamiento del aire [12].	39
Fig. 1. 20 - Unidad de mantenimiento combinada Marca SMC Serie AC20 [13].	43
Fig. 1. 21 - Sección de una unidad de mantenimiento (FRL) de propósito general [14].	43
Fig. 1. 22 - Clasificación válvulas direccionales.	44
Fig. 1. 23 - Ejemplos de diferentes válvulas distribuidoras.	46
Fig. 1. 24 - Válvula 4/2 NC (Normalmente Cerrada).	46
Fig. 1. 25 - Cilindro de simple efecto con retorno por muelle. Sección longitudinal.	48
Fig. 1. 26 - Cilindros de membrana. Sección longitudinal [15].	48
Fig. 1. 27 - Cilindro de doble efecto. Sección longitudinal.	49
Fig. 1. 28 - Esquema motor de engranaje [16].	51
Fig. 1. 29 - Esquema motor de paletas [17].	51
Fig. 1. 30 - Diversas aplicaciones específicas de la tecnología neumática [18].	53
Fig. 1. 31 - Rangos de vacío industriales.	54
Fig. 1. 32 - Método de la burbuja de aire para contención de hidrocarburos [19].	55
Fig. 1. 33 - Locomotora de aire comprimido [20].	55
Fig. 1. 34 - Prototipo del coche neumático Salamandra Lexion, de la Yakey Corp [20].	57
Fig. 1. 35 - Amplificador fluídico (Patente USA #4.000.757) [24].	58
Fig. 1. 36 - Multiplicador de presión.	59
Fig. 1. 37 - Partes principales de un circuito neumático, representación y componentes.	61
Tabla 1. 1 - Antecedentes Históricos.	22
Tabla 1. 2 - Equivalencia unidades de presión.	24
Tabla 1. 3 - Diferentes Elementos y presiones típicas.	25
Tabla 1. 4 - Ventajas e inconvenientes de las diferentes tecnologías en automatización.	60

CAPÍTULO 2:

Fig. 2. 1 - Distribución de fuerzas en actuadores lineales de simple efecto.	69
Fig. 2. 2 - Diagrama Fuerza-Presión-Diámetro [29].	71
Fig. 2. 3 - Valores de la longitud de pandeo según el tipo de fijación [30].	72
Fig. 2. 4 - Gráfica de pandeo [31].	72
Fig. 2. 5 - Consumo de aire (l/cm de carrera) [33].	75
Fig. 2. 6 - Rangos de velocidad de émbolos y margen de utilización económica [34].	77
Fig. 2. 7 - Sala de compresores y tomas de consumo [35].	79
Fig. 2. 8 - Nomograma para el cálculo de pérdida de carga y diámetro de tuberías [37].	83
Fig. 2. 9 - Rangos de uso de compresores [42].	88
Fig. 2. 10 - Grupo compresor.	89
Fig. 2. 11 - Diagrama para el cálculo de depósitos [43].	91
Fig. 2. 12 - Curvas de caudal de una válvula [44].	92
Fig. 2. 13 - Circuito de ejemplo.	93
Fig. 2. 14 - Diagrama para la determinación del caudal en válvulas [46].	94

Fig. 2. 15 - Unidad de mantenimiento de R 1/4" [47].	95
Fig. 2. 16 - Ejemplo 1: Movimiento de una caja mediante sistema de dos cilindros.	96
Fig. 2. 17 - Mando más simple para cilindro de simple efecto.	97
Fig. 2. 18 - Diferentes sistemas de estrangulación.	98
Fig. 2. 19 - Diferentes mandos de cilindros de simple efecto.	98
Fig. 2. 20 - Diferentes mandos de cilindros de doble efecto.	99
Fig. 2. 21 - División de un mando neumático: Parte de información y de potencia.	100
Fig. 2. 22 - Funciones neumáticas Y, O y NO.	101
Fig. 2. 23 - Retardos neumáticos (función dependiente del tiempo).	102
Fig. 2. 24 - Función de memoria.	103
Fig. 2. 25 - Funciones complementarias.	103
Fig. 2. 26 - Elección de grupos incorrecta y correcta	106
Fig. 2. 27 - Posicionamiento secuencial de grupos.	107
Fig. 2. 28 - Líneas de alimentación según complejidad del circuito.	107
Fig. 2. 29 - Asignación de elementos a líneas (I). Orden de accionamiento.	108
Fig. 2. 30 - Asignación de elementos a líneas (II). Esquema final de accionamiento	108
Fig. 2. 31 - Circuito completo. Método en cascada	109
Fig. 2. 32 - Circuito para generación de trayectoria rectangular	109
Fig. 2. 33 - Acotación de la aplicación de la neumática [50]	110
Fig. 2. 34 - Aumento o disminución de una carrera normal mediante medios mecánicos [51].	111
Tabla 2. 1 - Volumen de aire pasando a través de un orificio (scfm) [25].	65
Tabla 2. 2 - Resumen de consumo típico de herramientas para red de 6 bar [26].	66
Tabla 2. 3 - Diferentes aparatos neumáticos y sus consumos [27].	66
Tabla 2. 4 - Tamaños normalizados de cilindros y longitudes de carreras [28].	70
Tabla 2. 5 - Consumo de aire para cilindros neumáticos [32].	74
Tabla 2. 6 - Coeficiente de pérdidas (ξ), para distintos elementos [38].	84
Tabla 2. 7 - Longitud de tubería equivalente para elementos utilizados en conducciones [39].	85
Tabla 2. 8 - Caída de presión de aire [lib/pulg ²] (por cada 100 pies de tubería a P=100 lib/pulg ²) [41].	86
Tabla 2. 9 - Tabla de validez para utilización de elementos neumáticos [52].	112

CAPITULO 3:

Fig. 3. 1 - Representación esquemática de los pasos seguidos en el trabajo	117
Fig. 3. 2 - Ejemplo cilindro de simple efecto con retorno por muelle marca FESTO [53]	118
Fig. 3. 3 - Cilindro de simple efecto con retorno por muelle - Vista general	118
Fig. 3. 4 - Cilindro de simple efecto con retorno por muelle - Sección general	118
Fig. 3. 5 - Cilindro de simple efecto con retorno por muelle - Otras vistas	119
Fig. 3. 6 - Cilindro de simple efecto con retorno por muelle - Sección	119
Fig. 3. 7 - Cilindro de simple efecto con retorno por muelle - Actuado y sin actuar	120
Fig. 3. 8 - Cilindro de simple efecto con retorno por muelle - Explosionado.	120
Fig. 3. 9 - Ejemplos cilindros de doble efecto de la marca FESTO y representación DIN [54].	120
Fig. 3. 10 - Cilindro de doble efecto - Vista general	121
Fig. 3. 11 - Cilindro de doble efecto - Sección general	121
Fig. 3. 12 - Cilindro de doble efecto - Otras vistas	121
Fig. 3. 13 - Cilindro de doble efecto - Sección	122
Fig. 3. 14 - Cilindro de doble efecto - Posiciones	122
Fig. 3. 15 - Cilindro de doble efecto - Explosionado	123
Fig. 3. 16 - Válvula 3/2 de accionamiento manual de la Marca Bosch - Rexroth y representación DIN [55].	124
Fig. 3. 17 - Válvula 3/2NC de accionamiento manual/neumático y retorno por muelle - Vistas generales	124
Fig. 3. 18 - Válvula 3/2NC de accionamiento manual/neumático y retorno por muelle - Otras vistas	125
Fig. 3. 19 - Válvula 3/2NC de accionamiento manual/neumático y retorno por muelle - Otras vistas	125
Fig. 3. 20 - Válvula 3/2NC de accionamiento manual/neumático y retorno por muelle - Posiciones	126
Fig. 3. 21 - Válvula 3/2 con accionamiento manual/neumático con retorno por muelle - Explosionado	126
Fig. 3. 22 - Ejemplo de válvula 4/2 de la marca BOSCH y representación DIN [56].	127
Fig. 3. 23 - Válvula 4/2 pilotada por presión - Vista general	127
Fig. 3. 24 - Válvula 4/2 pilotada por presión - Vista en sección.	127
Fig. 3. 25 - Válvula 4/2 pilotada por presión - Vistas de alambre y componentes coloreados	128
Fig. 3. 26 - Válvula 4/2 pilotada por presión - Sección.	128
Fig. 3. 27 - Válvula 4/2 pilotada por presión - Posiciones.	129
Fig. 3. 28 - Válvula 4/2 pilotada por presión - Explosionado.	129
Fig. 3. 29 - Ejemplo de válvula 5/2 accionada mecánicamente marca FESTO [57].	129
Fig. 3. 30 - Válvula 5/2 accionada mecánicamente - Vista y sección generales.	130

Fig. 3. 31 - Válvula 5/2 accionada mecánicamente – Otras vistas	130
Fig. 3. 32 - Válvula 5/2 accionada mecánicamente – Otras vistas	131
Fig. 3. 33 - Válvula 5/2 accionada mecánicamente – Sin actuar y actuada.....	132
Fig. 3. 34 - Válvula 5/2 accionada mecánicamente – Explosionado.....	132
Fig. 3. 35 - Ejemplo de válvula selectora de la marca SMC [58].....	133
Fig. 3. 36 - Válvula selectora – Vista general	133
Fig. 3. 37 - Válvula selectora – Sección general	133
Fig. 3. 38 - Válvula selectora – Otras vistas.....	134
Fig. 3. 39 - Válvula selectora – Sección.....	134
Fig. 3. 40 - Válvula selectora – Accionamiento unión 3-2 y 1-2	134
Fig. 3. 41 - Válvula selectora – Explosionado	135
Fig. 3. 42 - Ejemplo de Válvula de simultaneidad marca FESTO y representación DIN [59].....	135
Fig. 3. 43 - Válvula de simultaneidad – Vista general	135
Fig. 3. 44 - Válvula de simultaneidad – Sección general	136
Fig. 3. 45 - Válvula de simultaneidad – Otras vistas.....	136
Fig. 3. 46 - Válvula de simultaneidad – $P_3 > P_1$ ($P_2 = P_1$) y $P_1 > P_3$ ($P_2 = P_3$).....	136
Fig. 3. 47 - Ejemplo de válvula antirretorno marca SMC y representación DIN [60].....	137
Fig. 3. 48 - Válvula antirretorno – Vista general.....	137
Fig. 3. 49 - Válvula antirretorno – Sección general cerrada ($P_2 > P_1$) y abierta ($P_1 > P_2$)	137
Fig. 3. 50 - Válvula antirretorno – Otras vistas	137
Fig. 3. 51 - Válvula antirretorno – Sección	138
Fig. 3. 52 - Válvula antirretorno – Sección cerrada ($P_2 > P_1$) y abierta ($P_1 > P_2$)	138
Fig. 3. 53 - Válvula antirretorno – Explosionado.....	138
Fig. 3. 54 - Ejemplos de válvulas reguladoras de caudal marca BOSCH y representación DIN [61].	139
Fig. 3. 55 - Válvula reguladora de caudal – Vista general	139
Fig. 3. 56 - Válvula reguladora de caudal – Sección general, Apertura 100% y 0% (cerrada)	139
Fig. 3. 57 - Válvula reguladora de caudal – Otras vistas.....	139
Fig. 3. 58 - Válvula reguladora de caudal – Sección.....	140
Fig. 3. 59 - Válvula reguladora de caudal – Secciones, apertura 100% y 0% (cerrada).....	140
Fig. 3. 60 - Válvula reguladora de caudal – Explosionado	140
Fig. 3. 61 - Símbolo válvula 3/2 con pulsador, retorno por muelle	141
Fig. 3. 62 - Perspectivas de la válvula 3/2 sin accionar (izquierda) y accionada (derecha)	141
Fig. 3. 63 - Sección de la válvula 3/2 sin accionar (izquierda) y accionada (centro). Perfil (derecha)	142
Fig. 3. 64 - Símbolo válvula 4/2 pilotada por presión	142
Fig. 3. 65 - Perspectivas exterior (izquierda) y con transparencias (derecha) de la válvula 4/2.....	142
Fig. 3. 66 - Sección de la válvula 4/2, posición 1 (izquierda) y posición 2 (centro). Perfil (derecha)	142
Fig. 3. 67 - Perspectivas exterior (izquierda) y con transparencias (derecha) del cilindro de doble efecto.....	143
Fig. 3. 68 - Símbolo para el cilindro de simple efecto con retorno por muelle	143
Fig. 3. 69 - Perspectiva del cilindro de simple efecto sin actuar (izquierda) y actuado (derecha)	143
Fig. 3. 70 - Distintos tubos y codos esquemáticos para los montajes.....	144
Fig. 3. 71 - Esquema circuito a	144
Fig. 3. 72 - Circuito a simulado con Solid Edge®. Perspectiva, alzado y perfil	145
Fig. 3. 73 - Circuito a simulado con Solid Edge®. Estados	145
Fig. 3. 74 - Esquema circuito b	146
Fig. 3. 75 - Circuito b simulado con Solid Edge®. Perspectiva, alzado y perfil.....	146
Fig. 3. 76 - Elementos del circuito b. Sección.....	147
Fig. 3. 77 - Detalle válvula 4/2 pilotada por presión	147
Fig. 3. 78 - Circuito b simulado con Solid Edge®. Estados.....	147
Tabla 3. 1 - Componentes - Cilindro de simple efecto con retorno por muelle.....	119
Tabla 3. 2 - Componentes cilindro de doble efecto.....	122
Tabla 3. 3 - Componentes válvula 3/2NC con accionamiento manual	126
Tabla 3. 4 - Componentes de la válvula 4/2 pilotada por presión	128
Tabla 3. 5 - Válvula 5/2 accionada mecánicamente – Componentes	131
Tabla 3. 6 - Válvula selectora – Componentes.....	134
Tabla 3. 7 - Válvula antirretorno – Componentes	138
Tabla 3. 8 - Válvula reguladora de caudal – Componentes.....	140

CAPÍTULO 4:

Fig. 4. 1 - Mando de un cilindro de simple efecto.....	150
Fig. 4. 2 - Regulación de la velocidad en cilindros de simple efecto al avance.	150
Fig. 4. 3 - Regulación de la velocidad en cilindros de simple efecto al retroceso.....	151

Fig. 4. 4 - Doble regulación de la velocidad en cilindros de simple efecto.	151
Fig. 4. 5 - Mando con selector de circuito.	151
Fig. 4. 6 - Mando de simultaneidad en paralelo.	152
Fig. 4. 7 - Mando de simultaneidad en serie.	152
Fig. 4. 8 - Mando de simultaneidad en paralelo-serie.	152
Fig. 4. 9 - Mando indirecto de cilindro de simple efecto.	153
Fig. 4. 10 - Mando de cilindro de doble efecto.	153
Fig. 4. 11 - Regulación de la velocidad en cilindro de doble efecto I.	154
Fig. 4. 12 - Regulación de la velocidad en cilindro de doble efecto II.	154
Fig. 4. 13 - Aumento de la velocidad en cilindro de simple efecto.	154
Fig. 4. 14 - Aumento de la velocidad en cilindro de doble efecto.	155
Fig. 4. 15 - Mando indirecto de cilindro de doble efecto.	155
Fig. 4. 16 - Retroceso de cilindro de doble efecto por final de carrera.	156
Fig. 4. 17 - Mando de un cilindro de doble efecto con válvula 4/3.	156
Fig. 4. 18 - Control y regulación de velocidad de un motor neumático.	157
Fig. 4. 19 - Elemento de retardo y circuito para simulación de llenado.	157
Fig. 4. 20 - Diagrama de estado.	158
Fig. 4. 21 - Tiempos de carga y descarga según abertura de la válvula de estrangulación.	158
Fig. 4. 22 - Retardo a la conexión.	159
Fig. 4. 23 - Retardo a la desconexión.	159
Fig. 4. 24 - Doble retardo.	160
Fig. 4. 25 - Conversión de señal permanente en pulso.	160
Fig. 4. 26 - Mando dependiente de la voluntad humana.	161
Fig. 4. 27 - Mando dependiente del movimiento I.	162
Fig. 4. 28 - Mando dependiente del movimiento II.	163
Fig. 4. 29 - Mando dependiente del tiempo.	164
Fig. 4. 30 - Mando combinado.	165
Fig. 4. 31 - Mando secuencial para ciclo de trabajo semiautomático.	166
Fig. 4. 32 - Mando secuencial para ciclo automático.	166
Fig. 4. 33 - Mando secuencial para ciclo automático con retardo complementario.	167
Fig. 4. 34 - Mando secuencial para ciclo manual/automático con retardo complementario.	167
Fig. 4. 35 - Circuito electroneumático sencillo y equivalente neumático.	168
Fig. 4. 36 - Detector de proximidad inductivo [65].	169
Fig. 4. 37 - Circuito electroneumático de funcionamiento automático.	170
Fig. 4. 38 - Mando en función de la presión, sin control de fin de carrera.	171
Fig. 4. 39 - Mando en función de la presión, con control de fin de carrera.	172
Fig. 4. 40 - Mando en función del tiempo, sin control mecánico de la posición.	173
Fig. 4. 41 - Avance lento y retroceso rápido.	173
Fig. 4. 42 - Mando con exigencias múltiples.	174
Fig. 4. 43 - Elección del modo de mando: Manual (ciclo único) o automático.	175
Fig. 4. 44 - Paro de emergencia simple.	176
Fig. 4. 45 - Paro de emergencia con eliminación de señal.	177
Fig. 4. 46 - Circuito con elección de mando, con paro de emergencia y reseteo.	178
Fig. 4. 47 - Detector de proximidad Festo [67].	179
Fig. 4. 48 - Esquema de funcionamiento de un detector de proximidad neumático [68].	180
Fig. 4. 49 - Esquema neumático de uso de un detector de proximidad.	180
Fig. 4. 50 - Características de detectores de proximidad [69].	181
Fig. 4. 51 - Tobera de aspiración por depresión y características [70].	181
Fig. 4. 52 - Cabezal de aspiración por depresión y características [71].	182
Fig. 4. 53 - Tobera de succión de vacío con tubo de aspiración controlado por válvula 3/2NC.	182
Fig. 4. 54 - Amplificador de presión de una etapa [72].	183
Fig. 4. 55 - Ejemplo de amplificación: Cilindro 1.0 sale con 1.02 a 1.5bar, cilindro 2.0 con 1.02 a 2bar.	183
Fig. 4. 56 - Amplificador de presión con preamplificación (dos etapas) [73].	183
Fig. 4. 57 - Presostato de conmutación y representación esquemática [74].	184
Fig. 4. 58 - Interruptor de presión diferencial y convertidor electroneumático.	184
Fig. 4. 59 - Ejemplo de circuito electroneumático. La parte neumática es la de control.	185
Fig. 4. 60 - Representación esquemática del contador neumático.	185
Fig. 4. 61 - Esquema de posición del automatismo para selección de tapas.	186
Fig. 4. 62 - Control de tapas para envases con contador de actuaciones y control de cinta transportadora.	186
Fig. 4. 63 - Croquis de la máquina de rebordeado automático.	187
Fig. 4. 64 - Diagrama espacio-tiempo para máquina de rebordeado.	188
Fig. 4. 65 - Esquema neumático para máquina de rebordeado.	188
Fig. 4. 66 - Croquis para máquina de doblado y estampado.	189

Fig. 4. 67 -Diagrama espacio-tiempo.	191
Fig. 4. 68 - Diagrama de funcionamiento total para la máquina de doblado y estampado.	192
Fig. 4. 69 - Esquema neumático máquina de doblado y estampado.	192
Fig. 4. 70 - Croquis de una sierra automática.	194
Fig. 4. 71 - Diagrama espacio-tiempo para sierra automática.	194
Fig. 4. 72 - Esquema neumático de mando de la sierra mediante rodillos escamoteables.	195
Fig. 4. 73 - Esquema neumático de mando de la sierra. Montaje en cascada.	196
Fig. 4. 74 - Esquema de mando neumático. Paso a Paso Mínimo.	198
Fig. 4. 75 - Esquema de mando neumático. Paso a Paso Máximo.	199
Fig. 4. 76 – Croquis de la Fresadora.	201
Fig. 4. 77 - Fresadora. Diagrama espacio-tiempo.	201
Fig. 4. 78 - Diagrama movimiento-fase para todos los componentes.	203
Fig. 4. 79 - Esquema de mando para fresadora automática. Método del Paso a Paso mínimo.	204
 Tabla 4. 1 - Valores de tiempo de carga y descarga según apertura de estrangulación.	 158
Tabla 4. 2 - Dobladora y estampadora - Desarrollo de fases por orden cronológico.	189
Tabla 4. 3 - Dobladora y estampadora Desarrollo de fases gráfico.	190
Tabla 4. 4 - Dobladora y estampadora - Indicación vectorial y abreviación.	190
Tabla 4. 5 - Dobladora y estampadora - Desarrollo del mando.	190
Tabla 4. 6 - Sierra - Desarrollo del mando. Montaje mediante rodillos escamoteables.	195
Tabla 4. 7 - Sierra - Desarrollo del mando. Montaje en cascada.	196
Tabla 4. 8 - Sierra - Desarrollo del mando. Métodos de Paso a Paso Mínimo y Máximo.	198
Tabla 4. 9 - Fresadora - Desarrollo del mando.	202

CAPÍTULO 5:

Fig. 5. 1 - Esquema de ascensor neumático.	209
Fig. 5. 2 - Croquis de la sierra automática	213
Fig. 5. 3 - Sección de la pieza a fabricar	214
Fig. 5. 4 - Diagrama fase-tiempo para la sierra.	214
Fig. 5. 5 - Esquema neumático para sierra automática.	215
Fig. 5. 6 - Actuador seleccionado para el cilindro 1.0.	218
Fig. 5. 7 - Sección y componentes del cilindro 1.0	218
Fig. 5. 8 - Fijaciones para cilindro 1.0	219
Fig. 5. 9 - Fijaciones principales para cilindros	219
Fig. 5. 10 - Actuador seleccionado para el cilindro 2.0 y fijación.	220
Fig. 5. 11 - Fijaciones de montaje para cilindro 2.0	221
Fig. 5. 12 - Actuador seleccionado para cilindro 3.0.	222
Fig. 5. 13 - Fijaciones de montaje para cilindro 2.0	222
Fig. 5. 14 - Actuador seleccionado para cilindro 4.0.	222
Fig. 5. 15 - Esquema neumático – Válvula de alimentación.	223
Fig. 5. 16 - Válvula de alimentación seleccionada y símbolo	224
Fig. 5. 17 - Pieza intermedia de conexión para válvula de alimentación tras FRL	224
Fig. 5. 18 - Válvula 3/2 seleccionada y símbolo	224
Fig. 5. 19 - Esquema neumático – Válvula de puesta en marcha.	225
Fig. 5. 20 - Válvula de puesta en marcha seleccionada.	225
Fig. 5. 21 - Esquema neumático – Válvulas de rodillos.	226
Fig. 5. 22 - Válvula de rodillo seleccionada.	226
Fig. 5. 23 - Indicaciones para el montaje de válvulas de rodillo	226
Fig. 5. 24 - Recomendaciones de montaje para válvulas de rodillo	227
Fig. 5. 25 - Esquema neumático – Válvula de rodillo escamoteable.	227
Fig. 5. 26 - Válvula de rodillo escamoteable seleccionada	228
Fig. 5. 27 - Esquema neumático – Válvulas de control de cilindros de doble efecto.	228
Fig. 5. 28 - Símbolo de válvula 5/2 pilotada neumáticamente	228
Fig. 5. 29 - Diferentes montajes para válvula 5/2 pilotada neumáticamente.	229
Fig. 5. 30 - Extracto del catálogo con características principales de de válvula 5/2	229
Fig. 5. 31 - Rango de presiones de pilotaje para válvula 5/2.	229
Fig. 5. 32 - Esquema neumático – válvula de control del cilindro de simple efecto	230
Fig. 5. 33 - Símbolo de válvula 3/2 pilotada neumáticamente	230
Fig. 5. 34 - Diferentes montajes para válvula 3/2 pilotada neumáticamente.	230
Fig. 5. 35 - Esquema neumático – Reguladora de caudal unidireccional.	231
Fig. 5. 36 - Extracto del catálogo con características de las válvulas reguladoras de caudal	232
Fig. 5. 37 - Válvula reguladora de caudal seleccionada	232

Fig. 5. 38 - Válvula reguladora - Características de caudal.....	232
Fig. 5. 39 - Esquema neumático – FRL para los actuadores	233
Fig. 5. 40 - Filtro-Regulador-Lubricador seleccionado.....	233
Fig. 5. 41 - Esquema neumático – FRL para el sistema de control	234
Fig. 5. 42 - Esquema neumático – Conducciones del sistema de control.....	234
Fig. 5. 43 - Conducciones seleccionadas.....	235
Fig. 5. 44 - Oferta de SMC para los componentes neumáticos necesarios para la sierra automática [80]	236
Fig. 5. 45 - Nomograma para determinar el diámetro provisional de las tuberías.....	237
Fig. 5. 46 - Nomograma para longitudes supletorias [81].	238
Tabla 5. 1 - Extracto tabla 2.4 – Selección cilindro 1.0	217
Tabla 5. 2 - Extracto tabla 2.4 – Selección cilindro 2.0	220
Tabla 5. 3 - Resumen de características para los cilindros elegidos.....	231
Tabla 5. 4 - Relación entre fuerzas requerida real y fuerza de cálculo a 6 bar	233
Tabla 5. 5 - Resumen de componentes SMC para sierra automática	235
Tabla 5. 6 - Diámetros para tuberías Transair® [82].	239
Tabla 5. 7 - Resumen de normativa internacional estándar para Neumática [84].	244

PRÓLOGO

Con el desarrollo actual de las nuevas Tecnologías e Internet, se hace imprescindible la posibilidad de tener acceso vía web a las materias impartidas por las Universidades, para facilitar la labor docente e incentivar el conocimiento de las diferentes ramas del saber. La Universidad Carlos III, como en muchas otras cosas, fue pionera en estos desarrollos y continúa ampliando las asignaturas que hace accesibles en la Red. Más aún ahora, dentro del EEES (Espacio Europeo de Educación Superior). Asimismo, es una de las más activas participantes en Universia y OpenCourseWare (OCW).

OCW es un ejemplo de las iniciativas que han surgido para promover el acceso libre y sin restricciones al conocimiento. En abril del 2001, el *Massachusetts Institute of Technology* lanzó la iniciativa OCW-MIT, con dicho propósito: promover el acceso abierto al conocimiento de materias para profesores y alumnos e integrar guías de estudio.

Universidades de todo el mundo se han adherido a esta iniciativa, dado el gran impacto y acogida que ha tenido, creando sus propios proyectos conjuntamente con el OCW-MIT. En España se crea el proyecto “OpenCourseWare – Universia”, para difundir los recursos docentes estructurados por asignaturas a través de medios digitales de acceso libre. En definitiva, es un escaparate para la difusión internacional de las actividades de la Universidad.

Este es el objeto fundamental del presente proyecto: la creación de una web sobre la tecnología Neumática para las asignaturas en las que ésta se estudia en el Plan de Estudios de Ingeniería Industrial, en especial la asignatura “Elementos de Máquinas”, de la especialidad Mecánica (Máquinas y estructuras). Se presenta todo lo relacionado con la Neumática que un estudiante debe conocer si quiere profundizar en esta interesante y útil tecnología, desde los componentes principales hasta el diseño de automatismos y máquinas (en la introducción al contenido se verá un resumen detallado de éste).

Por último, remarcar que todo el proyecto y la memoria poseen contenido original y todo ha sido redactado por el autor, y lo que no, aparece con las referencias pertinentes. Igual ocurre con las imágenes: la mayoría han sido creadas con herramientas CAD por el que suscribe, y el resto tienen las referencias para saber su procedencia.



Alejandro Jesús Buenache Vega
Griñón, a 10 de Junio de 2010

INTRODUCCIÓN AL CONTENIDO

La memoria del presente proyecto posee una estructura muy definida. Está dividida en diferentes bloques: La parte introductoria que aquí se presenta, junto con el prólogo, dedicatoria, agradecimientos e índices; cinco capítulos principales, con el grueso del proyecto; un sexto capítulo de conclusiones y posibles ampliaciones; varios anexos y apéndices con información adicional y, por último, la bibliografía y referencias.

Cada uno de los cinco capítulos tiene un objetivo particular y presenta, de manera clara los aspectos necesarios para conocer la Tecnología Neumática.

Los Capítulos 1 y 2 contienen la parte teórica de la Neumática: Los conocimientos necesarios relativos al cálculo y diseño de redes y circuitos neumáticos, así como el dimensionado de componentes. Dada su extensión, el lector con conocimientos previos sobre Neumática podría obviar ciertas partes para así hacer más amena la lectura de toda la memoria.

En el capítulo 3 aparecen las simulaciones de componentes neumáticos realizadas mediante el software de CAD Solid Edge® v17 (versión estudiante). Han sido diseñados y simulados 10 de los principales elementos neumáticos con todo detalle. Los diseños son originales del autor, en base a catálogos de fabricantes, bibliografía y componentes neumáticos reales.

El capítulo 4 presenta toda la parte relacionada con el diseño de circuitos neumáticos y las simulaciones realizadas con el software de diseño neumático Festo FluidSim® v4.2 (con la demo de la versión completa disponible en web y la versión estudiante). Aparecen más de 50 simulaciones con los distintos tipos de mandos, sistemas de seguridad y cuatro automatismos neumáticos de diferentes máquinas, cada uno de los cuales con un objetivo determinado.

El capítulo 5 se adentra en el diseño, cálculo y dimensionado de componentes de circuitos y redes en casos prácticos, así como la normativa internacional aplicable para la Neumática.

El capítulo 6 son las conclusiones y posibles futuras ampliaciones.

Tras este capítulo, se presenta la Bibliografía y referencias, que aparecen a lo largo de todo el proyecto, para su consulta por si se desea ampliar la información.

Las 25 páginas finales son anexos y apéndices. Los primeros contienen información útil adicional relacionada con la Neumática. Los apéndices muestran una introducción al diseño de páginas web mediante Dreamweaver, utilizado para la creación de la Web, y el contenido del CD-ROM anejo al proyecto.

1.- INTRODUCCIÓN A LA NEUMÁTICA

El aire comprimido es una de las formas de energía más antiguas que conoce el hombre y que éste ha utilizado y utiliza para ampliar sus recursos físicos. De los antiguos griegos procede la expresión "*Pneuma*", que designa la respiración, el viento y, desde el punto de vista filosófico, también el alma. Como derivación de las ideas que representa la palabra "*Pneuma*" se obtuvo, entre otras cosas el concepto Neumática, que trata los movimientos y procesos del aire.

Para comprender el amplio uso de esta tecnología, y aunque posteriormente se verá más detalladamente, expliquemos brevemente el porqué del uso de la Neumática. Algunas de sus ventajas principales son:

- El aire es de fácil captación y abunda en la tierra.
- Es un tipo de Energía limpia.
- El aire no posee propiedades explosivas, por lo que no existen riesgos de chispas.
- Las velocidades de trabajo de los elementos neumáticos son razonablemente altas y de relativa facilidad de regulación.
- El trabajo con aire no provoca efectos de golpes de ariete, con lo que no daña los componentes de un circuito.
- Las sobrecargas no constituyen situaciones peligrosas o que dañen los equipos en forma permanente.
- Los cambios de temperatura no afectan de manera significativa.
- Permite cambios instantáneos de sentido en los componentes.

Todas estas ventajas son de gran importancia, pero no olvidemos que, como todas las tecnologías, también tiene algunos inconvenientes. Para evitar la parcialidad, enumeremos sus desventajas más notables:

- En circuitos muy extensos se producen pérdidas de cargas considerables
- Requiere de instalaciones especiales para recuperar el aire previamente empleado
- Las presiones a las que trabajan normalmente, no permiten aplicar grandes fuerzas
- Genera altos niveles de ruido debido a la descarga del aire hacia la atmósfera

1.1.- HISTORIA

Aunque los rasgos básicos de la neumática están entre los más antiguos conocimientos de la humanidad, no fue sino hasta finales del siglo XVIII y durante todo el siglo XIX cuando empezaron a investigarse sistemáticamente su comportamiento y sus reglas.

Muchos de sus principios ya eran utilizados por el hombre primitivo. Por ejemplo, la primera aplicación del aire comprimido consistió en el soplado de las cenizas para reavivar el fuego. El aire empleado había sido “comprimido” en los pulmones, a los que podemos considerar como un compresor natural. Produce cierta impresión conocer la capacidad y el rendimiento de este compresor: Los pulmones son capaces de tratar 100 L/min o 6 m³/h; ejercen una presión de 0,02~0,08 bar. Además, en estado de salud normal, este compresor posee una seguridad insuperable. Quizás nuestra cultura fuese muy diferente si nuestros pulmones no hubiesen sido capaces de producir fuego.

Pero el compresor humano resultó inadecuado por completo cuando el hombre comenzó a fundir metales (~3.000 a.C.). Para alcanzar temperaturas entorno a 1.000°C se necesitaba un compresor más potente; este también lo suministraba la naturaleza en el viento que se comprimía contra una colina y ascendía por sus laderas. Los orfebres egipcios y sumerios inventaron un método más conveniente y seguro para la producción del aire comprimido que necesitaban para fundir metales nobles. Empleaban un tubo-soplete, al igual que hacen sus colegas de hoy. Este resulta adecuado para pequeñas cantidades, pero no para grandes volúmenes.

El primer compresor mecánico, el fuelle manual, fue inventado hacia la mitad del tercer milenio a.C. y el fuelle de pie no se empleó hasta 1.500 años a.C. Esto ocurrió cuando la fundición de la aleación de Cobre y Estaño (Bronce) se convirtió en un proceso estable de producción, como quedó registrado en algunas tumbas egipcias (Fig.1.1).

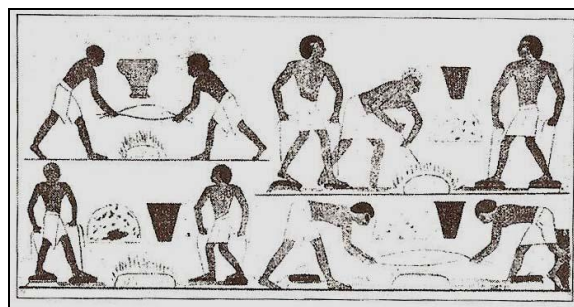


Fig. 1. 1 - Fundición de Oro en Egipto [1].

De acuerdo con una pintura encontrada en una tumba egipcia del 1.500 a.C. Los fuelles de pie hechos con estómagos de animales suministraban aire para los hornos.

En la antigüedad, el aire, uno de los cuatro elementos por los que los griegos fueron cautivados, parecía por su naturaleza volátil y transparente, la más fina expresión de la materia, que en otras “densidades” o “estados” constituía el resto de “elementos”. Era considerado por ellos algo similar a lo que entendían por alma. Como se ha indicado antes, en griego, la palabra “*pneuma*” significa “alma” y en consecuencia la técnica que utiliza el aire como medio de transmisión de energía se llamó *Pneumática*.

El primero del que sabemos con seguridad que se ocupó de la neumática y su estudio, es decir, de la utilización del aire comprimido como elemento para realizar trabajo, fue el matemático e inventor griego Ktesibios (285 A.C.– 222 A.C.), que escribió los primeros tratados acerca de este tema y es considerado el padre de la Neumática. Hace más de dos mil años, construyó una catapulta de aire comprimido, basada en un cañón neumático que, rearmado manualmente comprimía aire en los cilindros. Al efectuar el disparo, la expansión restituía la energía almacenada, aumentando de esta forma el alcance del mismo. Todos los grandes historiadores hablan de él pero, lamentablemente, todos sus trabajos se han perdido.



Fig. 1. 2 - Premio Ktesibios [2].

Creado en el año 2000 por la MCA (Mediterranean Control Association) para premiar las contribuciones importantes a la teoría, diseño y práctica en el área del control de sistemas y la automatización.

Uno de los primeros libros acerca del empleo del aire comprimido como energía procede del siglo I de nuestra era, y describe mecanismos accionados por medio de aire caliente. Posteriormente, pasada la Edad Media, fue utilizada en la construcción de órganos musicales, en la minería y en siderurgia.

A partir de entonces el aire se usó de muy variadas maneras, en algunos casos, tal como se presenta en la naturaleza, en movimiento, el viento (energía Eólica) fue transformado en energía mecánica mediante los molinos de viento, permitiendo diversas acciones, como mover moliendas. Por otra parte, quizás la navegación a vela fue la más antigua forma de aprovechamiento de este tipo de energía.

Los fuelles de pie fueron usados hasta el año 1.762, en el que empezaron a ser reemplazados por el cilindro soplante de John Smeaton, accionado por la rueda de un molino. Al aumentar

la capacidad de los hornos de fundición, los fuelles convencionales se quedaban cortos, y el cilindro de Smeaton, aunque tosco, resultaba efectivo. Cuando John Wilkinson inventó una taladradora para hacer cañones y torneados interiores de precisión, se hizo posible la fabricación de máquinas soplantes y de vapor. La primera máquina soplante de la historia salió de manos del mismo Wilkinson e instalada en su factoría de Wilby, en Shropshire, en 1.776. Este fue el primer prototipo de todos los compresores mecánicos. Funcionaba a una presión entorno a 1 bar, y elevaba la temperatura hasta el máximo permitido por las articulaciones mecánicas de cuero utilizadas para controlar las válvulas de madera.

En el siglo XIX se comenzó a utilizar el aire comprimido en la industria de forma sistemática. Herramientas neumáticas, como martillos y correo neumáticos, son un ejemplo de estas aplicaciones. Surgieron gran cantidad de barreras técnicas, como pérdidas de carga y fugas debidas a los materiales de los tubos (en algunos casos, de cerámica). Fue en 1.857, durante la construcción del túnel de Mont-Cenis, de 13,6 km de longitud, cuando los ingenieros constataron que por medios manuales se tardaría en terminar el túnel alrededor de 30 años, y decidieron utilizar una perforadora de aire comprimido con presiones de hasta 6 bares, que permitía alcanzar velocidades de avance de dos metros diarios (Fig. 3) frente a los 0,6 que se obtenían con los medios tradicionales.

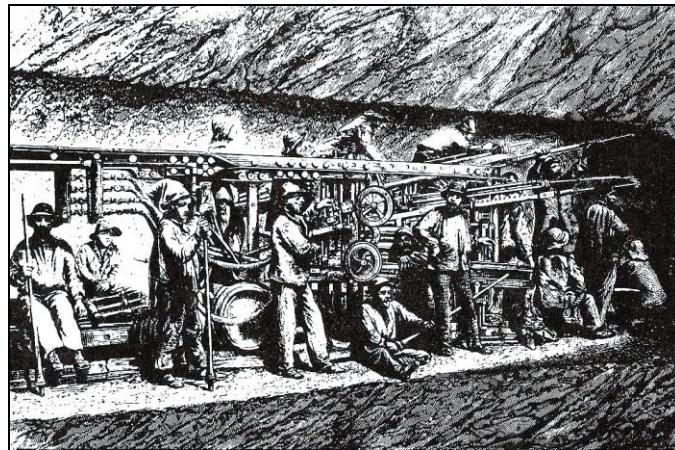


Fig. 1. 3 - Vagón perforador en el túnel de Mont-Cenis [3].
Hasta 40 personas podían llegar a trabajar simultáneamente en este vagón.

El ingeniero jefe del proyecto, Germain Sommeiller, decidió instalar a cada lado del túnel compresores del tipo de agua (Fig. 4, para refrigerar el aire dentro de los cilindros) de modelos diferentes, debido al miedo a la “barrera del calor” en los materiales. Es importante hacer notar que por cada 9 perforadoras de roca en servicio, había 54 en reparación, debido a las tremendas tensiones. Cuando se terminó el túnel, más de 7 km de conducción neumática habían sido instalados desde una de las bocas, con lo que quedó demostrado que se podían salvar grandes distancias utilizando aire comprimido.

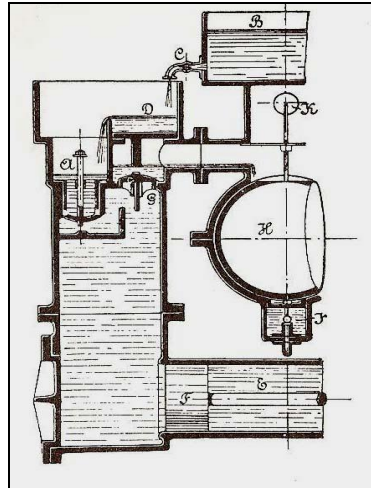


Fig. 1. 4 - Compresor empleado en el túnel de Mont-Cenis [4].
*El pistón F está accionado por la rueda de un molino situada sobre la biela.
El agua en el cilindro vertical hace los efectos de pistón.*

Dada la repercusión que tuvo el túnel de Mont-Cenis, muchos otros proyectos neumáticos fueron abordados, por ejemplo, en 1.880 se inventó el primer martillo neumático. Pero el proyecto de mayor envergadura hasta la fecha fue realizado en 1.888, en Francia, donde el ingeniero austriaco Víctor Popp, obtuvo permiso para utilizar el sistema de alcantarillado y montar una red de aire comprimido en toda la ciudad de París. Popp había instalado una planta de 1.500 kW (FIG. 5) que suministraba aire comprimido a más de 7 km de tuberías al que se unían otros 50 km de líneas secundarias. La planta suministraba aire a 6 bares. En 1.891, la potencia instalada era de 18.000 kW.

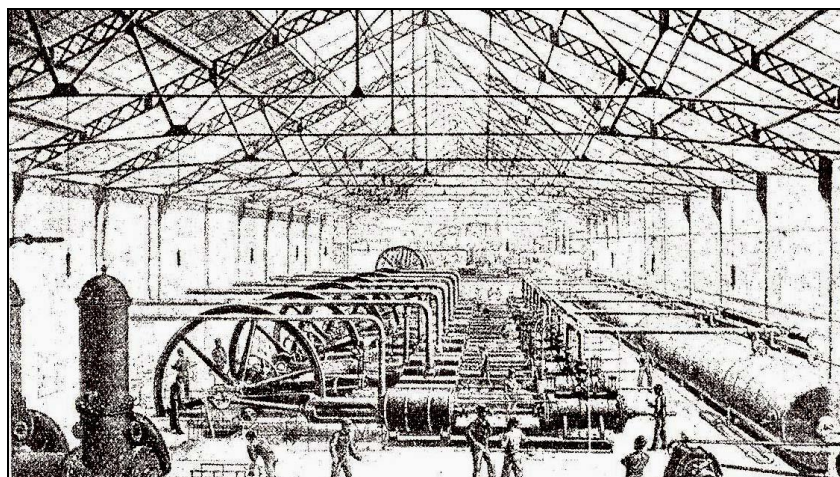


Fig. 1. 5 - Planta de compresores del sistema neumático de París. 1.888 [5].
Siete motores de vapor suministraban fuerza motriz a 14 compresores. En total, 1.500 Kilowatios

Desde entonces, los industriales europeos trabajaron incansablemente en toda clase de inventos y patentes relacionadas con el aire comprimido.

La incorporación de la neumática en mecanismos y la automatización comienza a mediados del siglo XX. Sólo desde aproximadamente 1.950 podemos hablar de una verdadera

aplicación industrial de la neumática en procesos de fabricación. Es cierto que ya existían algunas aplicaciones y ramos de explotación (en la minería, en la industria de la construcción y en los ferrocarriles -uso en frenos de aire comprimido-), pero la irrupción verdadera y generalizada de la neumática en la industria no se inició, sin embargo, hasta que llegó a hacerse más acuciante la exigencia de una automatización y racionalización en los procesos de trabajo. A pesar de que esta técnica fue rechazada en principio, debido en la mayoría de los casos a falta de conocimiento y de formación, fueron ampliándose los diversos sectores de aplicación. En la actualidad, ya no se concibe una moderna explotación industrial sin el aire comprimido, dada su versatilidad y facilidad de manejo y control. Este es el motivo de que en prácticamente todas las ramas industriales el uso de aparatos neumáticos sea imprescindible.

El aire presenta, como hemos visto, connotaciones muy importantes desde el punto de vista de su utilización, y ha sido empleado en multitud de importantes funciones cuya evolución histórica hasta finales del siglo XIX se resume brevemente así:

FECHA	DESCUBRIMIENTO / INVENTO	OBSERVACIONES
1500 A.C.	Fuelle de mano y de pie	Antigüedad, fundiciones.
250 A.C.	Catapulta neumática	Ktesibios (Grecia)
1762 D.C.	Cilindro soplante	John Smeaton (UK)
1776 D.C.	Prototipo compresor mecánico	John Wilkinson (UK)
1857 D.C.	Perforadores neumáticas	G.Sommeiller (Mont-Cenis)
1865 D.C.	Correo neumático de París	Víctor Popp (París)
1869 D.C.	Freno de aire para f.f.c.c.	Westinghouse
1874 D.C.	Correo neumático de Viena	Austria
1875 D.C.	Correo neumático de Berlín	Alemania
1888 D.C.	Relojes neumáticos	Víctor Popp (París)
1891 D.C.	Compresor de dos etapas	Riedler

Tabla 1. 1 - Antecedentes Históricos.

Desde este último invento en adelante continúa una franca expansión de la aplicación de la técnica neumática, expansión que se produce de manera simultánea con la involución de la utilización del vapor, y que coincide con el conocido hecho de la segunda revolución industrial, y la entrada en juego de la energía eléctrica. Hubo grandes disputas entre partidarios y detractores de ambas tecnologías, aunque fue esta última la que acabó

imponiéndose de manera global. Aún así, en nuestros días, la neumática ha tomado una importancia fundamental, sobre todo en aplicaciones donde la velocidad de actuación debe ser elevada, así como la automatización y particularmente en instalaciones donde la seguridad es el factor más importante.

En la actualidad, las aplicaciones son innumerables. Para ir introduciéndonos, a continuación vemos algunas de ellas, a modo de ejemplo y en el apartado 1.4 veremos muchas otras en detalle.



Fig. 1. 6 - Diferentes aplicaciones neumáticas [6].

1) Grupo compresor fijo Worthington de una instalación 2) Manipulador neumático DALMEC 3) Kit de herramientas de trabajo neumáticas 4) Grupo compresor portátil Atlas Copco XAS 186 para la construcción.

Además de las aplicaciones particulares, tenemos toda clase de automatismos neumáticos en máquinas industriales de todo tipo. En la figura siguiente vemos un ejemplo: una máquina para montar tapas de pintalabios. Es una máquina transfer circular, con control de piezas defectuosas, sistema de selección de piezas bien y mal orientadas (veremos un ejemplo en el capítulo 4. Resumiendo, es una máquina de 2000 Kg y 5 metros de longitud controlada neumáticamente.



Fig. 1. 7 - Máquina transfer circular automática [7].

Todos los movimientos que realiza son llevados a cabo mediante actuadores neumáticos

Viendo la cantidad de posibilidades que ofrece la Neumática, pasemos a estudiarla más detenidamente. Veamos a continuación los conceptos generales de la Neumática.

1.2.- CONCEPTOS GENERALES DE NEUMÁTICA

Veremos a continuación una breve descripción de los conceptos físicos en Neumática, que hay que tener presentes para el diseño y calculo de instalaciones neumáticas.

1.2.1.- Fundamentos Físicos

La neumática como tecnología es relativamente joven. Está en constante expansión, ya que parte de los nuevos componentes se hacen por encargo: el cliente se presenta con un problema de automatismo neumático y la empresa, después de su estudio da una posible solución al cliente. Esto hace que se incremente el número de dispositivos en neumática. A pesar de esto, los principios físicos son los mismos para todo desarrollo.

Para familiarizarnos con estos principios neumáticos, veremos un breve resumen sobre:

- Los diferentes conceptos de presión: atmosférica, relativa, absoluta,...
- Las diferentes leyes y la ecuación general de los gases ideales
- Las propiedades de la mezcla de gases y los conceptos asociados con el aire comprimido, como la humedad.

1) Presión. Conceptos

La presión es el cociente entre la fuerza normal aplicada sobre un cuerpo y la superficie sobre la que incide. De esta forma obtenemos esta fórmula fundamental:

$$P = \frac{F}{S} \quad \text{Pa} \quad (1.1)$$

La unidad de presión en el Sistema Internacional es el Pascal (en honor a Blaise Pascal, 1623-1662). En la tabla observamos relaciones entre diferentes unidades de presión.

1 Atmósfera física o estándar (atm)= 760 mmHg
1 Atmósfera métrica = 1 kg/cm ² = 14,223 PSI
1 atm = 1,03323 kg/cm ² =101.325Pa ~ 1013mbar
1 PSI = 1 libra fuerza/inch ² = 68,95 mbar
1 baria = 1 Dina/cm ²
1 Pascal = 1 Newton/m ²
1 torr = 1 mmHg abs (para vacío) = 1,334 mbar aprox.
1 bar = 100.000 Pa = 10 N/ cm ² = 106 barias = 14,50 PSI = 10,197 kgf/m ²

Tabla 1. 2 - Equivalencia unidades de presión.

Para apreciar más intuitivamente los niveles de presión que representan las unidades se presentan algunos datos sobre las presiones a las cuales están sometidos los fluidos en diferentes instalaciones o depósitos industriales.

Elemento	Fluido	Presión
Extintor de incendios	Agua / Polvo	~ 15/20 Kg/cm ²
Instalación hidráulica en barcos (tubería de alta presión)	Aceite	~ 250Kg/cm ²
Instalación de calefacción en el hogar	Agua	1 bar
Instalación neumática industrial	Aire	9 bar

Tabla 1. 3 - Diferentes Elementos y presiones típicas.

Debemos conocer los diferentes conceptos relacionados con la presión. El primero de ellos es la presión atmosférica, que es la presión ejercida sobre todos los cuerpos por los gases contenidos alrededor de la Tierra que no escapan al espacio exterior debido a la fuerza de la gravedad terrestre y forman una envoltura relativamente delgada alrededor de esta. Torricelli, con su famoso experimento, determinó que, a nivel del mar, la atmósfera ejerce la misma presión que una columna de Mercurio de 760mm de altura.

Para poder tener valores de presión definidos, a pesar de las variaciones climatológicas, la norma DIN ha definido un valor de presión de referencia. La presión atmosférica normal a nivel de mar comprende 1013 mbar (equivalente a 760 mmHg). La atmósfera estándar se define por la Organización Internacional de Aviación Civil: La presión y temperatura al nivel del mar es 1013.25 milibares absoluta y 288 K (15° C).

También tenemos la presión absoluta, que es la que soporta un sistema respecto al cero absoluto. Decimos que existe sobrepresión si la presión absoluta es superior a la atmosférica, y depresión si esta es menor. La sobrepresión y la depresión son la presión relativa. Hay que tener en cuenta, que tanto la presión absoluta (P_{abs}) como la presión relativa (P_{rel}) están en función de la presión atmosférica (P_{atm}).

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{rel} \quad (1.2)$$

Por otra parte, las principales presiones de referencia que encontraremos en un sistema neumático son:

Presión máxima admisible (PMA): Es el mayor valor de presión efectiva a la que puede ser sometido un elemento de la instalación. Se mide normalmente en bar o Pa.

Presión de entrada (PE) y de salida (PS): Es la presión del aire comprimido a la entrada o salida de un componente neumático. Se miden normalmente en bar.

Estas se miden en bares relativos a la presión atmosférica. El cero del manómetro es la presión atmosférica (que varía con las condiciones climatológicas), por eso para los cálculos se utiliza la presión absoluta.

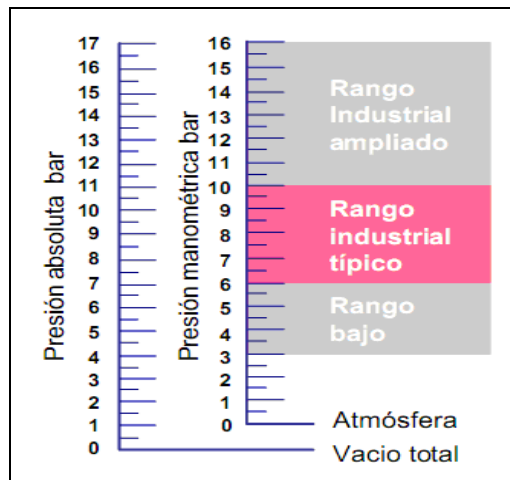


Fig. 1. 8 - Diferentes presiones y rangos industriales típicos.

2) Principios físicos y Leyes de los gases

Las condiciones de un gas se definen mediante tres variables de estado, que son: Presión absoluta (P), volumen específico (v, o densidad, ρ) y temperatura absoluta (T). Cuando se conocen dos de ellas, queda determinada la condición del gas, debido a la relación que existe entre ellas. A esta conclusión se llegó a través de la experimentación y las leyes que se enuncian a continuación en la tabla 1.4.

Ley de Boyle-Mariotte [$T = cte$]	$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 = Cte$	(1.3)
Ley de Charles Gay-Lussac [$P = cte$]	$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} = Cte$	(1.4)
Ley de Amonton [$V = cte$]	$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} = Cte$	(1.5)
Ley de Dalton (de las presiones parciales)	La presión de una mezcla de gases es la suma de presiones parciales de los gases constituyentes. La presión parcial es la que ejercería cada gas si ocupara él solo el volumen de la mezcla.	-
Ley de Amagat	El volumen de una mezcla de gases es igual a la suma de los volúmenes parciales que los gases constituyentes ocuparían si estuviera cada uno a la presión de la mezcla.	-
Ley de Avogadro	$\frac{V_1}{n_1} = \frac{V_2}{n_2} = Cte$	(1.6)
Ley de Poisson [Proceso adiabático]	$P \cdot V^K = P_0 \cdot V_0^K = Cte$ K: exponente isoentrópico (c_p/c_v). Varía con P y T, aunque se suele asumir constante. Para gases monoatómicos, K=1,66; Biatómicos, K=1,40 (aire).	(1.7)

Tabla 1.4. Leyes de los gases

• Ley General de Los Gases

La composición química del aire comprimido, hace que lo podamos tratar como un gas ideal. Si usamos las leyes anteriormente descritas y las combinamos, a través de desarrollos matemáticos, llegaremos a la siguiente fórmula:

$$\frac{P_0 \cdot V_0}{T_0} = \frac{P \cdot V}{T} = Cte \quad (1.8)$$

La fórmula es la general para los gases ideales. Sustituyendo todas las leyes en una misma fórmula, y teniendo en cuenta que un mol de gas en condiciones estándar ocupa un volumen de 22,4 litros, se puede demostrar que tenemos:

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (1.9)$$

Con P la presión absoluta en atmósferas, V el volumen en litros, n el número de moles, R constante e igual a 0.082 (atm*L)/(K*mol) y T es la Temperatura en Kelvin.

Es importante saber que se definen unos estados de referencia que se usan a la hora de realizar cálculos mediante estas ecuaciones, y son las denominadas condiciones normales o estándar, término definido por la IUPAC (International Union of Pure and Applied Chemistry) que considera una temperatura de 0 °C (273,15 K) y una presión absoluta de 100 kPa (0,986 atm, 14,504 psi). Existen otras condiciones estándar, como la versión del NIST (*National Institute of Standards*) en la que la temperatura de referencia es de 20 °C (293,15 K) y la presión absoluta de 101,325 kPa (1 atm, 14,696 psi).

1.2.2.- El Aire atmosférico. Composición y propiedades

La atmósfera posee una mezcla indispensable para la vida y su composición, obviando la contaminación existente en cada zona, es (en % en volumen): Nitrógeno (N₂, aprox. 78%), Oxígeno (O₂, aprox. 21%) y trazas de otros compuestos, como dióxido de Carbono, Argón, Hidrógeno, Neón, Helio, Criptón y Xenón... Como vemos, es una mezcla de gases - alrededor de dieciséis lo conforman – aunque el N₂ y el O₂ ocupan el 99% de su volumen. El aire pesa 1,2928 gr/L a 273°K y a presión atmosférica. Tanto su densidad como la velocidad del sonido varían con la temperatura y con la presión. Es compresible y cumple con aproximación aceptable las leyes para los Gases Ideales. Esta es quizás una de las propiedades más importantes ya que permite manejar los cambios termodinámicos del aire en situaciones reales.

Hasta aquí nos hemos referido al aire seco pero normalmente en la naturaleza se presenta asociado al vapor de agua, que se comporta como un gas más de la mezcla. Para cada presión y temperatura, el aire puede contener una cantidad de agua en forma de vapor. Si se supera esta cantidad, el vapor condensa y precipita; esto será fundamental a la hora de acondicionar y comprimir el aire. Veremos en el apartado siguiente un ejemplo visual muy esclarecedor con respecto a este tema. Para calcular esta cantidad de vapor disponemos de los diagramas psicrométricos.

1.2.3.- El Aire comprimido y sus propiedades

El hecho de comprimir aire es debido a que el aire comprimido constituye en realidad una forma de transporte de energía de muy fácil manejo y por esto su utilización se ha ido imponiendo paulatinamente en la industria.

Las principales propiedades que han contribuido a que el aire comprimido sea tan ampliamente utilizado son:

- *Abundante*: Está disponible para su compresión prácticamente en todo el mundo, en cantidades ilimitadas.
- *Transporte*: El aire comprimido puede ser fácilmente transportado por tuberías, incluso a grandes distancias. No es necesario disponer tuberías de retorno.
- *Almacenable*: No es preciso que un compresor permanezca continuamente en servicio. El aire comprimido puede almacenarse en depósitos y tomarse de éstos. Además, se puede transportar en recipientes (botellas).
- *Temperatura*: El aire comprimido es insensible a las variaciones de temperatura, garantiza un trabajo seguro incluso a temperaturas extremas.
- *Antideflagrante*: No existe ningún riesgo de explosión ni incendio; por lo tanto, no es necesario disponer instalaciones contra incendio, que son muy caras.
- *Limpio*: El aire comprimido es limpio y, en caso de faltas de estanqueidad en elementos, no produce ningún ensuciamiento. Esto es muy importante por ejemplo, en las industrias alimenticias, de la madera, textiles y del cuero.
- *No recuperación*: no requiere instalaciones especiales para la recuperación del fluido de trabajo (aire).
- *Constitución simple de los elementos*: que implica precios económicos.

- *Velocidad:* Permite obtener velocidades de trabajo muy elevadas. (La velocidad de trabajo de cilindros neumáticos pueden regularse sin escalones.)
- *A prueba de sobrecargas y golpes de ariete:* Los elementos de trabajo neumáticos pueden llegar hasta su parada completa sin riesgo de sobrecargas.

Para delimitar el campo de utilización de la neumática es preciso conocer también las características adversas.

- *Preparación:* El aire atmosférico comprimido debe ser preparado, antes de su utilización. Es preciso eliminar impurezas y humedad (al objeto de evitar un desgaste prematuro de los componentes). Desde el punto de vista microscópica, el aire presenta impurezas que, para su uso satisfactorio, deben eliminarse.
- *Compresible:* Con aire comprimido no es posible obtener para los émbolos velocidades uniformes y constantes.
- *Fuerza:* El aire comprimido es económico sólo hasta cierta fuerza. Condicionado por la presión de servicio normalmente usual de 700 kPa (7 bar), el límite, también en función de la carrera y la velocidad, es de 20.000 a 30.000 N (2000 a 3000 kp). Para masas superiores se debe recurrir a la Hidráulica.
- *Escape:* El escape de aire (descarga a la atmósfera del aire utilizado) produce ruido. Se evitarse razonablemente con materiales insonorizantes y silenciadores. Cabe aclarar que el aire de descarga podría estar contaminado y que por lo tanto no puede recuperarse.
- *Costos:* El aire comprimido es una fuente de energía relativamente cara; este elevado costo se compensa en su mayor parte por los elementos de precio económico y el buen rendimiento (cadencias elevadas).
- Los movimientos de los actuadores neumáticos no son rigurosamente regulares ni constantes debido a la calidad elástica del aire. Estas inexactitudes van en aumento en la medida en que la velocidad de dichos elementos se hace más lenta.

1) Agua en el aire comprimido: Humedad.

Otro de los aspectos importantes, y por el cual se comentó antes la existencia de los diagramas de Mollier (psicrométrico), es la humedad en el aire comprimido.

Al comprimir grandes cantidades de aire atmosférico, se produce una cantidad considerable de condensados y el aire del depósito se mantiene saturado (100%HR).

La cantidad de vapor de agua que contiene una muestra de aire atmosférico se mide por la humedad relativa en %HR. Este % es la proporción de la cantidad máxima de agua que puede contener el aire a una temperatura determinada.

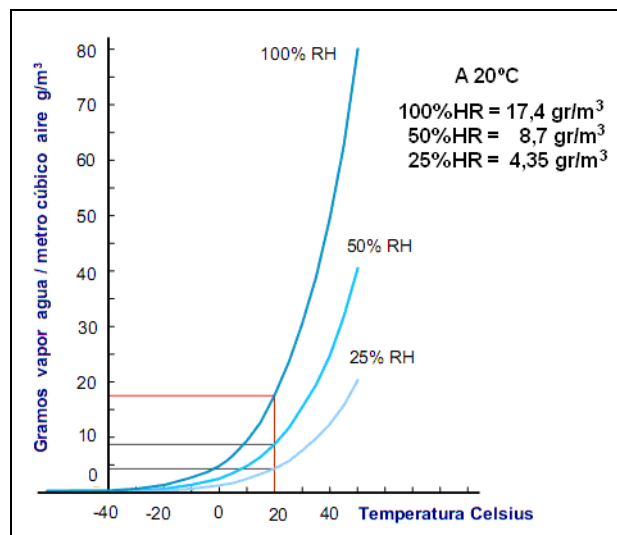


Fig. 1. 9 - Humedad relativa y absoluta del aire a 1 atm (extracto diagrama psicrométrico).

La figura siguiente muestra 4 cubos donde cada uno representa 1 m³ de aire a 20°C y 1 atm. Supongamos que cada uno de estos volúmenes tiene una humedad relativa del 50%, lo que quiere decir que contiene 8,7gr de vapor de agua, la mitad del máximo posible, que es 17,4 gr (lo vemos en la figura anterior).

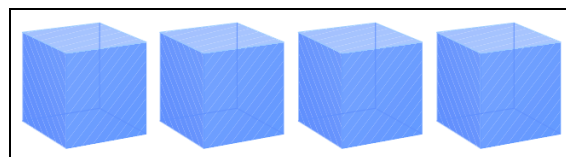


Fig. 1. 10 - 4 metros cúbicos de aire a 20°C, 1 atm y 50%HR (8,7gr/m³ HA).

Cuando se comprimen estos 4 metros cúbicos en uno solo habrá 4 veces 8,7 gramos, pero solo dos de estas partes pueden mantenerse como vapor en un metro cúbico a 20°C. Las otras dos partes condensarán en gotas de agua, quedando así el aire con una humedad relativa del 100%, esto es, 17,4 gr/m³ de humedad absoluta.

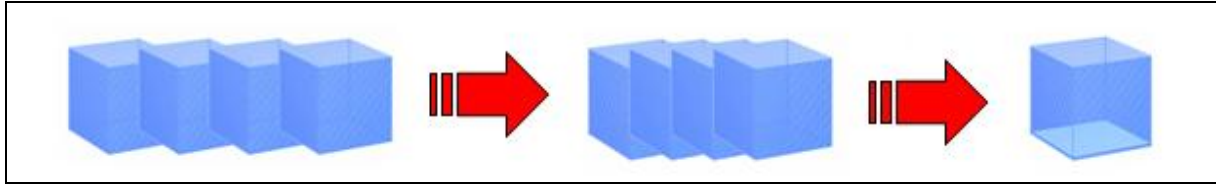


Fig. 1. 11 - Compresión de los 4 metros cúbicos.

En definitiva, 4 metros cúbicos a presión atmosférica contenidos en 1 metro cúbico producen una presión de 3 bares de manómetro. 17,4 gr de agua se mantienen como vapor produciendo el 100% de humedad relativa y los otros 17,4 gr condensan en agua líquida. Esto es un proceso continuo, de manera que cuando el manómetro marca 1 bar más, cada vez que se comprime 1 m³ de aire y se añade al metro cúbico contenido, otros 8,7 gramos se comprimen.

1.3.- INSTALACIONES NEUMÁTICAS. COMPONENTES

Desde el año 1885 en París, hubo que enfrentarse realmente con el problema que significaba hacer llegar el aire comprimido a larga distancia a cada toma de consumo. El problema reviste bastante importancia pues con él están relacionados muchos diferentes aspectos: tipo de red, material de la tubería, tipos de unión, dimensiones, pérdidas de carga, accesorios, formas de montaje,...

En este apartado vamos a analizar detalladamente cada uno de los componentes que conforman una red de aire comprimido, desde la generación hasta el consumo.

En la figura 1.12 aparecen los elementos principales de una red neumática. En los apartados siguientes se detallarán y pormenorizarán cada uno de ellos.

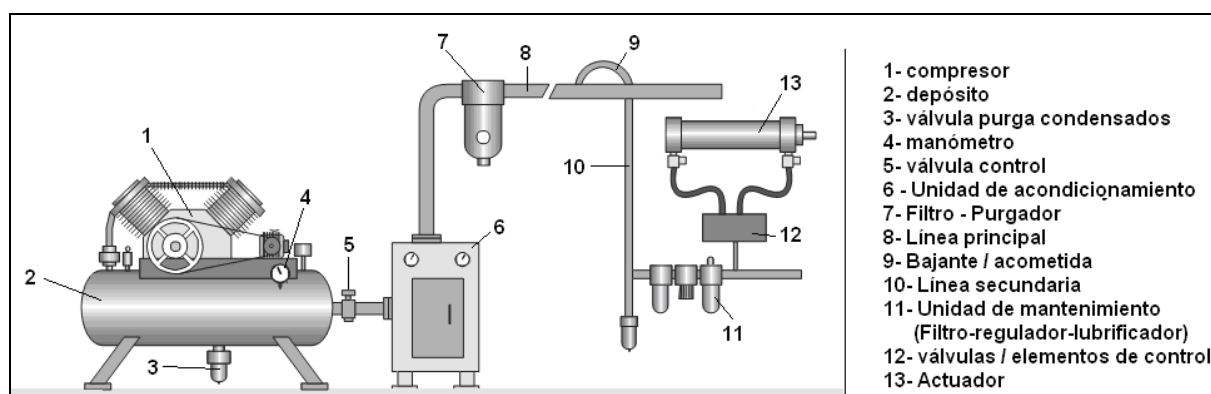


Fig. 1. 12 - Principales elementos de una instalación neumática [8].

1.3.1.- Generación del aire comprimido: El compresor

Para producir aire comprimido se utilizan compresores, que elevan la presión del aire al valor de trabajo deseado. Todos los mecanismos y mandos neumáticos se alimentan desde una estación central de generación. De esta manera no es necesario calcular ni proyectar la transformación de la energía para cada consumidor. El aire comprimido viene de la estación compresora y llega a las instalaciones a través de tuberías.

Las centrales de generación pueden ser fijas, como en la mayoría de las industrias, o móviles, como en la construcción o en máquinas que se desplazan frecuentemente.

Como norma general, al planificar una instalación, es necesario prever un tamaño superior de la red, para alimentar aparatos neumáticos que se adquieran en el futuro. Por ello, es necesario sobredimensionarla, para que el compresor no resulte más tarde insuficiente. Toda ampliación posterior en el equipo generador supone gastos mayores que si se tiene en cuenta desde un principio.

1) Elementos y funcionamiento básico del compresor

Los compresores son máquinas cuya finalidad es aportar energía a los fluidos compresibles, para hacerlos fluir aumentando al tiempo su presión. Esta característica los distingue de los ventiladores, que manejan grandes cantidades de fluidos compresibles sin modificar sensiblemente su presión, de forma similar a las bombas.

Veamos primero los elementos principales del compresor en los puntos muertos superiores en las etapas de aspiración y de compresión (Fig. 1.13).

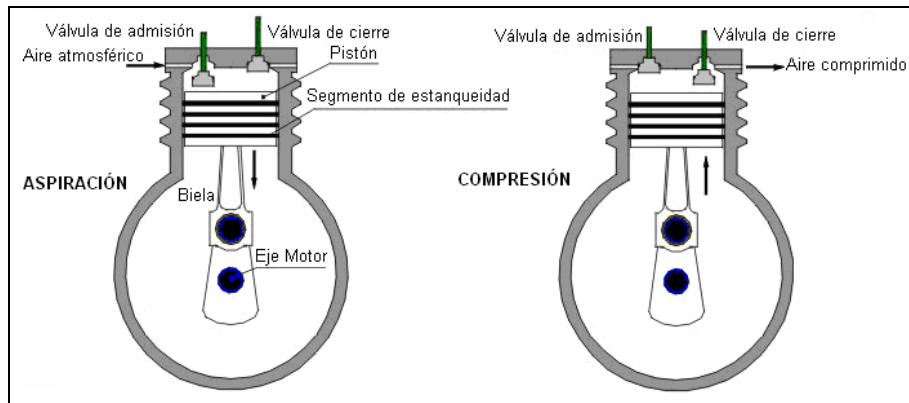


Fig. 1. 13 - Elementos principales del compresor [9].

Básicamente, un compresor admite gas o vapor a una presión p_1 dada, descargándolo a una presión p_2 superior, comprimiéndolo en una cámara y haciéndolo pasar a través de un conducto de menor sección (para poder vencer la fuerza en la válvula generada por la sobrepresión conseguida). La energía necesaria para efectuar este trabajo la proporciona un motor eléctrico, de combustión o una turbina de vapor (ver Fig. 1.14).

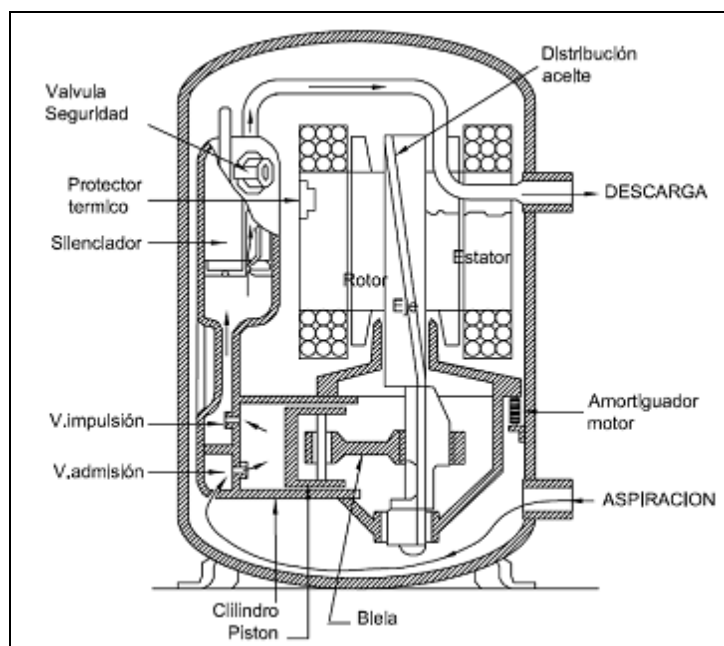


Fig. 1. 14 - Esquema y partes de un compresor alternativo hermético [10].
La energía es suministrada mediante un motor eléctrico trifásico

2) Tipos de compresores

Los compresores se clasifican por la forma de obtener el aumento de energía interna en el gas. Hay dos grandes grupos: los de desplazamiento positivo y los dinámicos.

En los del primer grupo el aumento de presión se consigue disminuyendo el volumen de una determinada masa de gas. En los del segundo, el concepto cambia, el aumento de presión surge como consecuencia del aumento de energía cinética, que ha conseguido comunicársele al gas. Dentro de estos grandes, existen subgrupos con características bien definidas, en cuanto a su principio de funcionamiento y a su comportamiento. En la figura 1.15 aparecen los tipos principales.

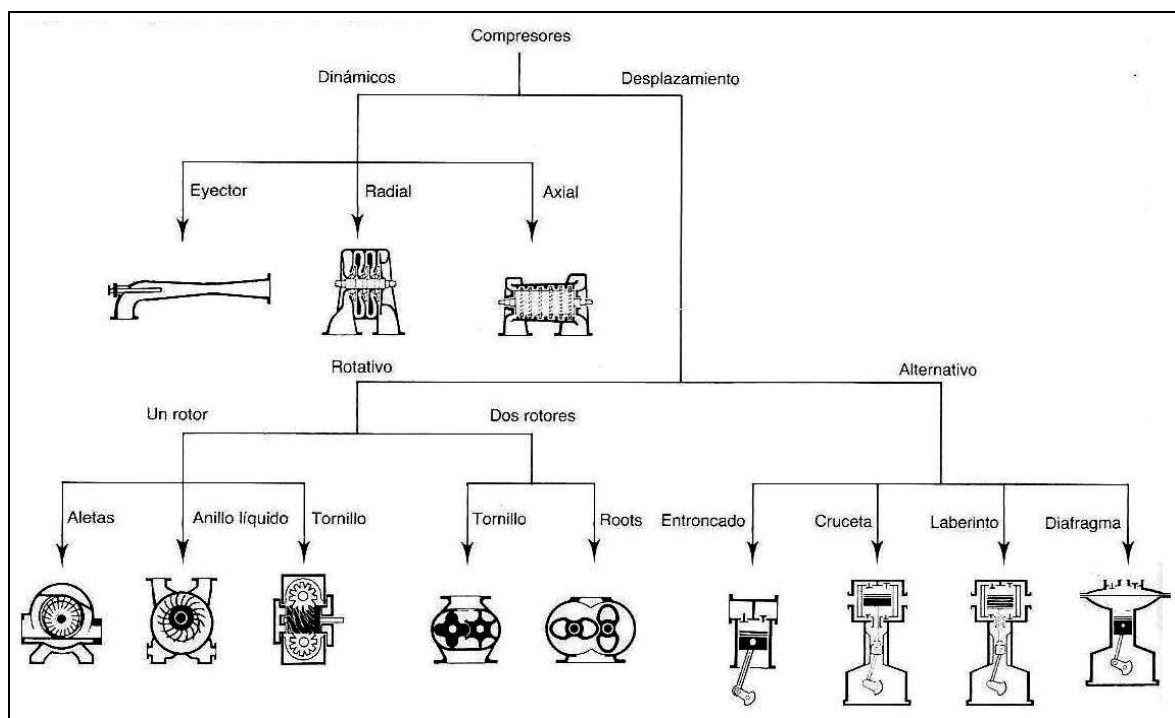


Fig. 1. 15 - Tipos de compresores [11].
Cada uno con su respectiva representación esquemática

3) Selección del compresor

Los puntos que intervienen en la elección son numerosos e importantes: presión máxima y mínima pretendidas, caudal necesario, crecimiento previsto de la demanda, condiciones geográficas (altitud, temperatura, etc.), tipo de regulación, espacio necesario, tipo de refrigeración, accionamiento, lugar de emplazamiento exacto, etc.

Es muy importante diferenciar a la hora de elegir si el compresor va a ser estacionario o de tipo portátil. Esta segunda situación se suele dar en los casos de campaña donde deben realizarse operaciones puntuales con ayuda del aire comprimido.

1.3.2.- Depósitos

El aire comprimido es, quizás la única forma de energía fácilmente almacenable. Suelen utilizarse para este propósito tanques o depósitos de muy variados tamaños.

Todas las plantas de producción de aire comprimido tienen normalmente uno o más depósitos de aire. Sus dimensiones se establecen según la capacidad del compresor, sistema de regulación, presión de trabajo y variaciones estimadas en el consumo de aire.

El depósito de aire dispone de los componentes que aparecen en la fig. 1.16, y sirve para:

- Almacenar el aire comprimido necesario para atender demandas punta que excedan de la capacidad del compresor.
- Incrementar la refrigeración (por la superficie de este) y recoger posibles residuos de condensado y aceite.
- Igualar las variaciones de presión en la red de aire.
- Evitar ciclos de carga y de descarga en el compresor demasiado cortos.

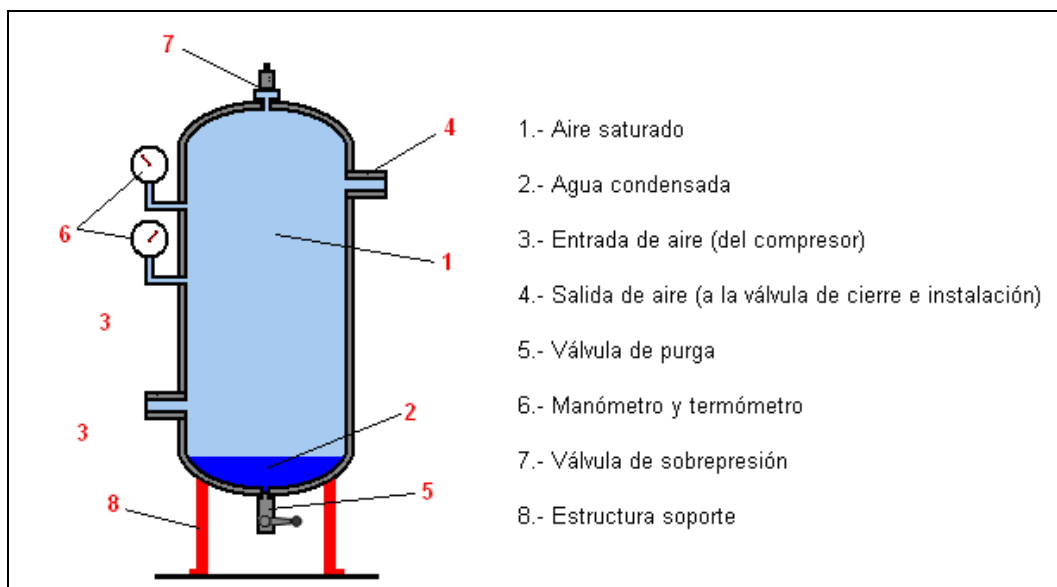


Fig. 1. 16 - Elementos principales de un depósito.

El depósito debe diseñarse y dimensionarse de acuerdo con las disposiciones de las autoridades locales (regulaciones sobre recipientes a presión). En la determinación del tamaño del depósito se debe tener en cuenta la capacidad del compresor y el sistema de regulación. El ciclo de regulación del compresor (arranques y paradas para mantener la presión del depósito) no deberá ser demasiado corto por el excesivo desgaste en algunos componentes del compresor y el equipo eléctrico, así como excesivas variaciones en carga, del suministro de energía eléctrica.

Para compresores con una presión efectiva de trabajo de hasta 9 bares, en condiciones normales de funcionamiento, el tamaño del tanque o depósito, en volumen, ha de ser aproximadamente unas seis veces la capacidad del compresor en las mismas unidades en segundos. Esto se aplica a la válvula automática de descarga, es decir, el motor girará continuamente, mientras que el compresor será periódicamente descargado. La diferencia entre la presión de carga y la de descarga no debe ser menor, en sus límites de 0,4 bares para cada etapa de descarga.

En compresores que funcionen con arranque y parada automático, la capacidad del depósito debe ser seleccionada según la capacidad del compresor y el consumo de aire en la red, de forma que arranque un máximo de 10 veces por hora, uniformemente repartidos en intervalos de seis minutos. En este caso la diferencia de presión entre la de parada y la de arranque debería ser mayor, del orden de 1 bar.

A presiones superiores, por encima de 9 bares, se permiten generalmente mayores diferencias de presión. Por esta razón la capacidad del depósito puede reducirse. Las reglas expuestas para calcular el volumen del depósito, presuponen una demanda uniforme de aire. El consumo instantáneo no debe sobrepasar la capacidad de la planta compresora.

En el caso de circuitos de aire comprimido con muchos puntos de consumo, es normal que se produzca un cierto equilibrio llegándose a una uniformidad en el consumo. A menos puntos de consumo la uniformidad será inferior y necesitaremos un depósito de mayor capacidad. Debido a que el depósito de aire es también un colector de agua y aceite, debe ser dotado de una válvula de drenaje (manual o automática).

Resumiendo, el tamaño de un depósito o acumulador de aire comprimido depende:

- Del caudal de suministro del compresor
- Del consumo de aire
- De la red de tuberías (volumen suplementario)
- Del tipo de regulación
- De la diferencia de presión admisible en el interior de la red

1.3.3.- Redes neumáticas. Instalación de tuberías

La red de distribución de aire comprimido es el sistema de tubos que permite transportar la energía de presión neumática hasta el punto de utilización. Sobre esta definición cabe realizar una serie de aclaraciones, pues desde el punto de vista del ambiente podemos dividir la instalación en: externa (instalada a la intemperie) o interna (corre bajo cubierta). Desde el

punto de vista de la posición, esta puede ser aérea o subterránea y desde la óptica de la importancia de distribución puede ser primaria o secundaria.

Aquí nos ocuparemos de la red primaria y secundaria y en principio asumiremos que la red es aérea e interna. Adelantamos que los principios que se aplican para este caso son generales y se aproximan significativamente a los que habría que usar para los otros.

Las redes de distribución se dividen en tres grandes grupos (en la realidad pueden aparecer combinados total o parcialmente), dependiendo de la complejidad del sistema elegiremos uno u otro. En la figura 1.17 vemos las tres configuraciones, siendo la última la que más se utiliza, debido a que se puede mantener el suministro durante tareas de mantenimiento o averías.

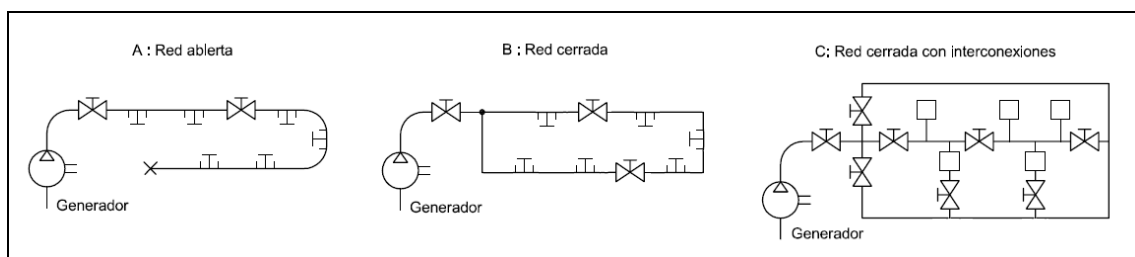


Fig. 1. 17 - Tipos de redes neumáticas.

Después de los tratamientos necesarios a realizar sobre el aire, que aclararemos más adelante, el aire evoluciona por la tubería de distribución, que debe cumplir unos requisitos importantes para el correcto funcionamiento del sistema.

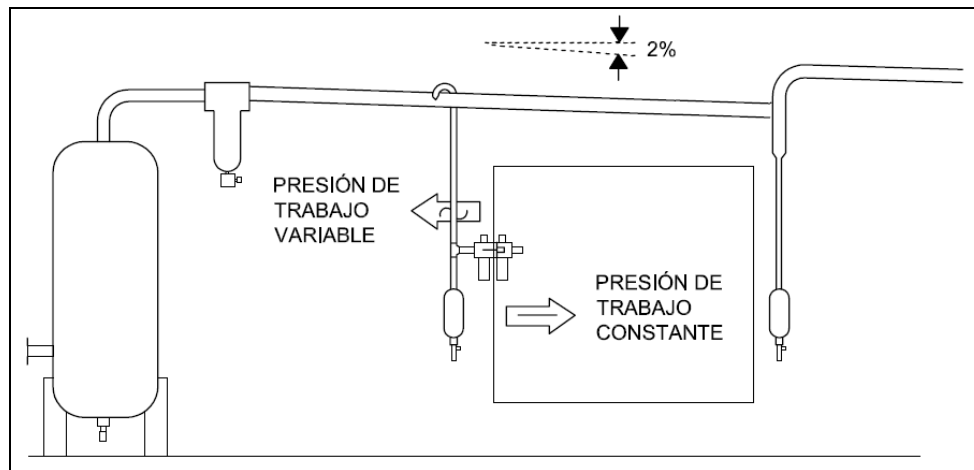


Fig. 1. 18 - Disposición de la línea principal y zonas de presión.

Esta debe presentar una leve caída hacia la parte posterior de alrededor de un 2% para permitir el escurrimiento del agua, que eventualmente podría haberse condensado, hacia un lugar de evacuación. Como la continua pendiente haría descender el tubo de distribución, más allá de lo aceptable si la planta es muy larga, se acude a la solución que se muestra en la figura 1.18, que consiste en retornar la altura de distribución y continuar la pendiente. El punto más bajo debe ser siempre utilizado para instalar un conducto de purga y nunca para

realizar una bajante de tubería. El motivo es obvio; se quiere aire comprimido, no agua a presión.

La bajante pertenece a lo que hemos llamado instalación secundaria y puede ocurrir que, si el ambiente estuviera a una temperatura baja, ocurra alguna condensación. Es conveniente entonces permitir que el aire desemboque directamente en un recipiente sin purga y la derivación a la máquina se realice directamente a 90° como se indica. Este es el lugar donde debemos instalar las unidades de mantenimiento que veremos después.

1) Pérdidas de carga

El diámetro de las tuberías debe elegirse de manera que si el consumo aumenta, la pérdida de presión entre el depósito y el consumidor no sobrepase 10 kPa (0,1 bar). Si la caída de presión excede de este valor, la rentabilidad del sistema estará amenazada y el rendimiento disminuirá considerablemente. Siempre debe preverse una futura ampliación de la demanda de aire, por cuyo motivo deberán sobredimensionarse las tuberías. El montaje posterior de una red mayor supone grandes sobrecostes.

2) Dimensionado de las tuberías

El diámetro de las tuberías no debería elegirse conforme a otros tubos existentes ni de acuerdo con cualquier regla empírica, sino en conformidad con: el caudal, la longitud de las tuberías, la pérdida de presión (admisible), la presión de servicio, la cantidad de estrangulamientos en la red,...

En la práctica se utilizan los valores reunidos con la experiencia. Existen nomogramas que ayudan a encontrar el diámetro de la tubería de una forma rápida y sencilla. En el capítulo 2 se verá con detalle este aspecto.

1.3.4.- Acondicionamiento y tratamiento del aire comprimido

En toda instalación neumática se hace necesario tratar el aire por varias circunstancias, no necesariamente ajenas a la propia instalación. El aire atmosférico lleva consigo partículas nocivas para los dispositivos de la instalación neumática. El compresor lleva filtros previos, pero no depura el aire. Además, el aire también tiene cierta cantidad de vapor de agua, que puede llegar a condensar y es necesario evacuar (purgar), si no, los componentes mecánicos del circuito sufrirán una oxidación, además del desgaste por otras partículas.

Otro aspecto muy importante es que los actuadores también ensucian el circuito, ya que son los componentes que enlazan el circuito con el exterior. En el desplazamiento del vástago de un cilindro, en la carrera de retorno puede traer consigo partículas del exterior (polvo, virutas, etc.) e introducirlas en el interior del cilindro. Ocurrido esto, podemos considerar que el aire del circuito queda contaminado. Los cilindros están dotados de juntas rascadoras para evitar este suceso, pero cuando el cilindro no es nuevo, la junta pierde eficacia por desgaste. Con esto queda claro la importancia de un buen tratamiento del aire, para evitar desgastes y corrosiones de los componentes.

Una vez que el aire ha superado al compresor, comienza la etapa de acondicionamiento industrial, entendiéndose por esto, los procesos a que debe ser sometido para que pueda ser utilizado sin ningún riesgo mecánico ni químico, consiguiendo las prestaciones deseadas.

Vemos a continuación un sistema tipo para el acondicionamiento del aire, con sus componentes (Fig.26).

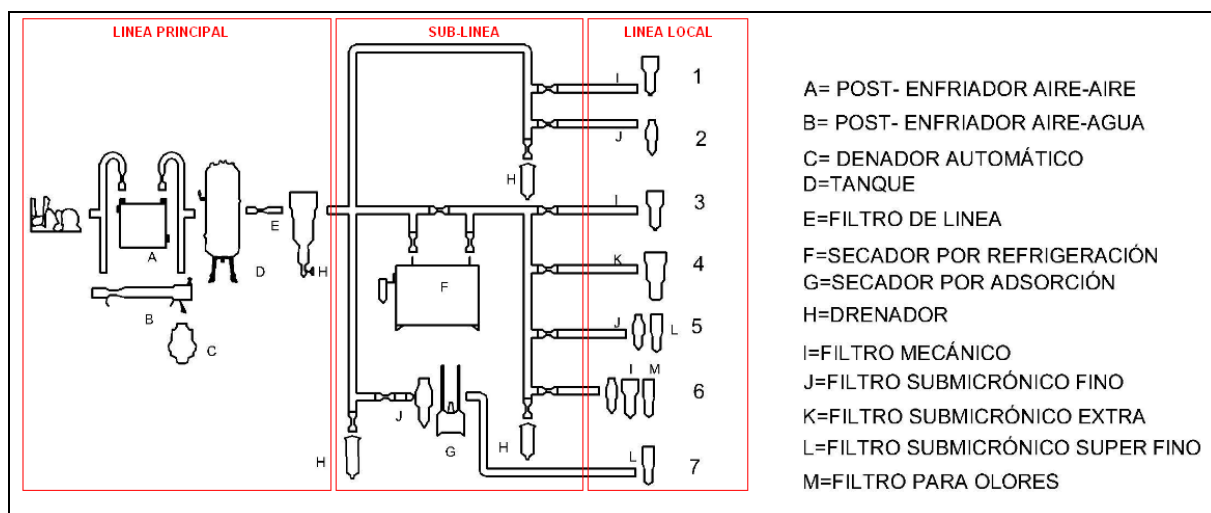


Fig. 1. 19 - Esquema de elementos principales para acondicionamiento del aire [12].

Revisemos las tres partes en que se divide este esquema: la primera parte corresponde a la línea principal, la segunda a la sub-línea y la tercera a la línea local.

• Línea Principal

Son los equipos A, B, C, D y E. Estos equipos son, en general, de uso obligatorio para cualquier instalación.

Cuando el compresor aspira aire, se inicia un proceso de compresión que siempre viene acompañado por un aumento de la temperatura y por ciertas modificaciones en la humedad relativa, densidad, etc.... para acondicionar previamente este aire, se utilizan estos componentes.

• Sub - Línea

Son los equipos F, G y H. Aquí comienza una primera distribución hacia tres grupos característicos según grado de humedad requerido. Toda la distribución, antes de llegar a cada rama, estaría evacuando la eventual condensación por el drenador automático. En el primer grupo no se trata el aire que se distribuye pero se colocan drenadores.

En el segundo, en cambio, aparecen los secadores, cuya misión es retirar la mayor parte posible del agua que no fue retirada por los equipos “aguas arriba”. Este proceso se conoce como “secado al aire”, de ahí su nombre.

Los secadores por refrigeración son capaces de secar el aire hasta un punto de rocío de -17°C aproximadamente. El drenador sugerido se coloca como protección para el caso en el que el secador salga de servicio o sea eliminado momentáneamente para su mantenimiento.

El tercer grupo de la sub-línea trata el aire para un punto de rocío de -30°C . La instalación del secador por adsorción se hace directamente en serie y se protege con un filtro J cuyas características repasaremos en el punto siguiente.

• Línea Local

Cada uno de los grupos de la sub-línea continúa por las líneas correspondientes donde, antes del consumo, se trata el aire de acuerdo con lo especificado y con respecto a sólidos, aceite y olor. La asociación de filtros que se aprecia en algunas ramas sólo se hace a los efectos de prolongar la vida útil del conjunto. De esta manera la filtración es progresiva y cada filtro trabaja dentro de su escala de filtración aceptable.

Para finalizar, decir que estas combinaciones son las más frecuentes aunque no las únicas. Seguramente pueden encontrarse otras que se adapten más a un caso específico, apoyándose en la estructura que hemos presentado.

1) Filtro-Regulador-Lubricador. La unidad de Mantenimiento

• Filtros

El aire ambiente que aspira el compresor, contiene impurezas. A éstas, se le agregan las que el propio compresor genera y también las que pueda encontrar en camino hacia los puntos de distribución. Esas impurezas son de distinta índole y de distinto tamaño.

En un ambiente normal pueden encontrarse alrededor de 150.000.000 de partículas por m³ de aire y que cerca de un 80% de estas tienen un diámetro medio de 2 micras (μm). Existen incluso partículas como las de los aerosoles de aceite con tamaños de 0,01 μm. El tratamiento debe responder en forma directa a las necesidades de calidad de aire pretendido: un suministro central podría acondicionar el aire a la más alta calidad, pero muy probablemente esto no sea lógico ni rentable. Resulta más cómodo y más barato, preparar todo el aire para una calidad media y reacondicionarlo localmente según las necesidades.

El rol fundamental de cualquier filtro es el de “protector aguas abajo”. Con este concepto, entenderemos, no solo la importancia del filtro sino también la razón de sus eventuales combinaciones. Los filtros se dividen en dos grandes grupos: los estándares y los especiales.

El filtro estándar está construido de manera tal que imprime al aire comprimido entrante un movimiento de rotación por medio del deflector de paletas eliminando los contaminantes como polvo y gotas de agua por centrifugado, filtrando luego las partículas más pequeñas mediante un elemento filtrante para que el aire comprimido procesado pueda fluir hacia la salida. Un deflector ubicado debajo evita la turbulencia que podría arrastrar los contaminantes extraídos. Los elementos filtrantes se clasifican por el tamaño de las partículas que interceptan, cubriendo un amplio rango, desde 2 hasta 100 μm, según los fabricantes. Cuando las gotas de condensado se depositan en el fondo del vaso, por efecto ciclónico, se produce una acumulación de agua que debe ser eliminada. La purga de este condensado puede ser manual o automática.

La elección correcta de un filtro estándar se realiza mediante la consideración tanto de la caída de presión que origina para el caudal y presión considerado (área dispuesta para el filtrado), como del volumen del vaso (facilidad operativa para el cambio).

• Regulación

La energía disponible está directamente relacionada con la presión del sistema y el gobierno debe ejercerse controlando ésta. Los componentes que permiten el control son los reguladores de presión. Gracias a ellos podemos conseguir una presión menor a la que genera el compresor, que adaptaremos a nuestras necesidades de trabajo.

Podemos distinguir dos presiones (o niveles de energía) diferentes: la que entrega la fuente compresora y la que usamos para trabajar. La primera puede ser variable, obedeciendo en sus cambios a las posibilidades y regulación del compresor (depende de la carga), mientras que la

segunda siempre deberá ser constante, pues para un aprovechamiento racional de la energía neumática, necesitamos que esta se mantenga al mismo nivel.

Los reguladores de presión estándar son los más comunes en automatización neumática. Su funcionamiento se basa en el equilibrio de fuerzas en una membrana que soporta en su parte superior la tensión de un resorte, que puede variarse a voluntad del operador por la acción de un tornillo manual. Por su parte inferior, la membrana está expuesta a la presión de salida y por lo tanto a otra fuerza, que en condición de descanso, resulta ser igual a la tensión del resorte. Cuando la membrana está en equilibrio, la entrada de aire comprimido está cerrada. Si desequilibráramos el sistema por aumento voluntario de la tensión del resorte, la membrana descendería ligeramente abriendo la entrada de aire a presión hasta que se logre el equilibrio perdido, sólo que esta vez a la salida la presión será ligeramente mayor.

• **Lubricación**

La función de los sistemas de lubricación es incorporar al aire tratado una determinada cantidad de aceite, para lubricar los actuadores neumáticos que, al fin y al cabo, son elementos mecánicos.

En todos los casos, las unidades de lubricación cuentan con un dispositivo que eleva el aceite y lo incorpora pulverizado en la vena de aire. Esta elección puede controlarse externamente y la energía para hacerlo, así como también la necesaria para su pulverización, se toma de la energía del aire en circulación. Existen dos grandes grupos de lubricadores que se distinguen por el tipo de niebla de aceite que producen: el estándar y el de microniebla.

En el lubricador estándar se produce una caída de presión provocada por la restricción del flujo. Esta caída produce un desequilibrio de presiones que adecuadamente dirigido provoca la elevación de la columna de aceite y su incorporación en la corriente de aire. Hay, al menos, tres dispositivos que permiten una variación proporcional, ellos son: válvula de asiento, pistón y aleta flexible.

El problema de estos elementos reside en que la caída de presión está directamente relacionada con el caudal en circulación. Esto limitaría a caudales pequeños si no existiera la posibilidad de modificar la sección transversal en relación con la variación del caudal.

El tamaño de estos aparatos está directamente relacionado con el caudal disponible. Su capacidad de lubricación está limitada aprox. a 7 m de recorrido por la tubería.

Por último, decir que normalmente encontramos siempre estos tres elementos (filtro, regulador y lubricador) tanto al principio de la red (tras el compresor) como antes de cada

punto de consumo. A este conjunto de elementos se le conoce como unidad de mantenimiento, y dispone de un símbolo específico (ver anexo)

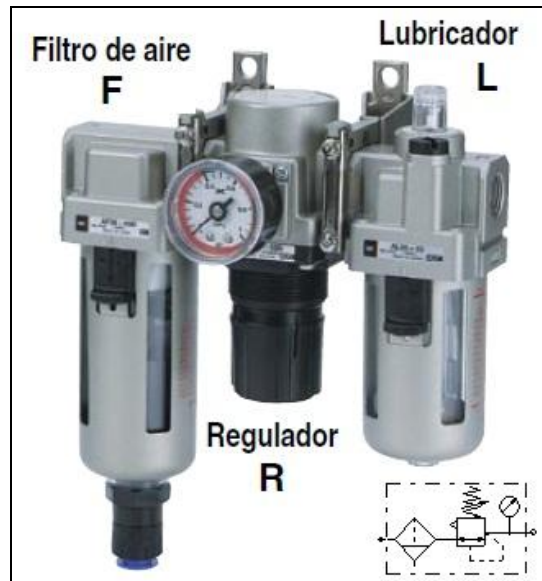


Fig. 1. 20 - Unidad de mantenimiento combinada Marca SMC Serie AC20 [13].
Esta unidad dispone de un manómetro adicional para controlar la regulación de presión

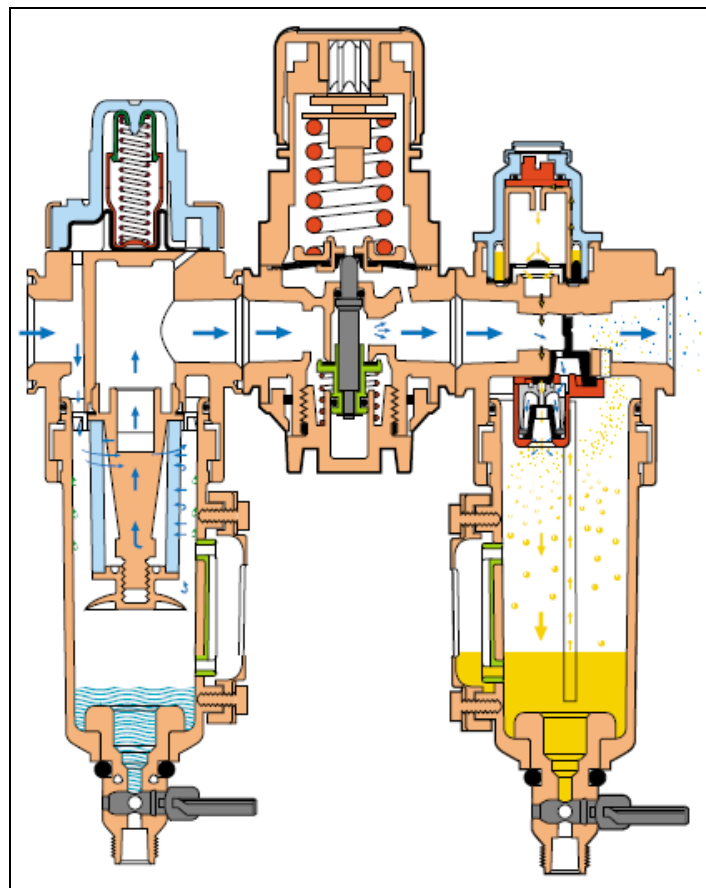


Fig. 1. 21 - Sección de una unidad de mantenimiento (FRL) de propósito general [14].

1.3.5.- Valvulería

Las válvulas neumáticas controlan o regulan el paso del aire comprimido y su clasificación se efectúa por la función que desarrollan. Siguiendo las recomendaciones de CETOP, la norma DIN 24300 establece la siguiente división: Los diferentes tipos de válvulas existentes son: direccionales o distribuidoras, de bloqueo, de presión, de caudal y de cierre. Veamos a continuación los principales tipos de válvulas.

1) Válvulas direccionales o distribuidoras

Estas válvulas controlan el arranque, detención de la dirección del flujo neumático y con ello la dirección del movimiento y las posiciones de detención de los motores o cilindros. La identificación de las válvulas direccionales se realiza sobre la base de: Su constitución interna. N° de posiciones, N° de vías (u orificios), accionamientos y Talla (caudal, presión, temperatura, marca, etc.)

Constitución

Las características constructivas de las válvulas son la que determinan su duración, fuerza de accionamiento, modos de inversión, racordaje y fijación.

Según la construcción de sus cierres, distinguimos los siguientes tipos (fig. 1.22):

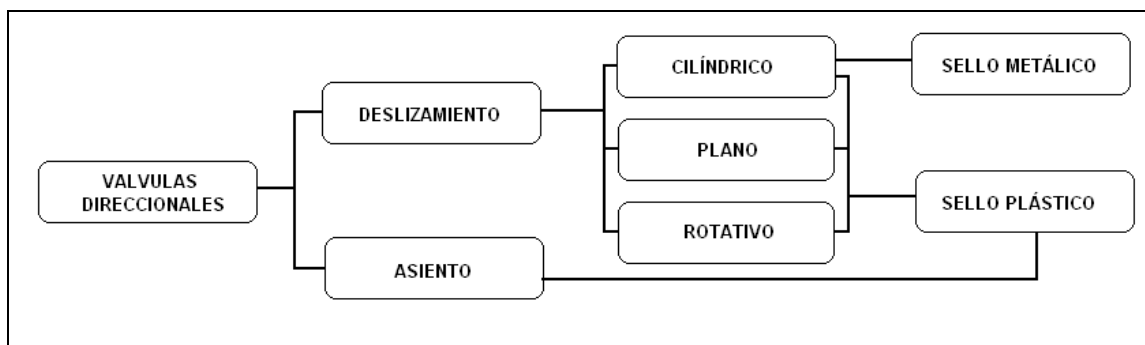


Fig. 1. 22 - Clasificación válvulas direccionales.

Las válvulas direccionales de asiento son las más comunes; se abren o cierran por medio de bolas, discos o conos de cierre perfecto. Los elementos de desgaste son pocos y de gran duración, siendo insensibles al polvo y muy robustos. Permiten sólo dos posiciones y la fuerza de maniobra es elevada.

Según su construcción, disponemos de tres tipos o subclases: de corredera, de disco y de asiento. Cada una responde a una necesidad:

- *De corredera*: Con un émbolo móvil, encargado de obturar o liberar el paso del aire. Como gran ventaja, necesitan poca energía para accionar la válvula, aunque tenga que vencer al rozamiento por sus características constructivas.
- *De disco*: De accionamiento puramente manual, es un disco que se coloca manualmente sobre el (los) orificio(s) de paso del aire al accionar una palanca.
- *De asiento*: Disponen en su constitución física de un obturador que se mueve en la misma dirección del aire. Se usan para caudales o muy grandes o muy pequeños, para el resto de caudales se suele usar las válvulas de corredera.

Representación esquemática

Para representar elementos neumáticos, se utilizan los símbolos; éstos no dan orientación alguna sobre su constitución interna, sólo indican su función.

Los conceptos principales en la representación son la vía y las posiciones. El primero es el orificio de conexión externa que dispone la válvula. El número de vías coincide con las que encontramos recorriendo la válvula perimetralmente. No se deben tener en cuenta los orificios de purga, o las conexiones que disponga la válvula para su pilotaje. Las posiciones se refieren a las conexiones internas que puede realizar según su diseño. Este número será el número de posiciones posibles.

Las válvulas distribuidoras se representan por cajas. La cantidad de cajas yuxtapuestas indica las posibles posiciones, y las vías quedan representadas por las entradas y salidas de las líneas interiores que atraviesan dichas cajas. Existen toda clase de combinaciones de canalizaciones: “doble mando”, obturaciones, conexiones, escape común,...

Con el fin de reconocer cada conexión se identifican con números o antiguamente con letras, pero independientemente que nos encontremos planos antiguos o actuales, siempre veremos esta nomenclatura escrita en la posición de reposo o inicial, y nunca se vuelve a escribir la nomenclatura en la otra u otras posiciones (por claridad) y se utilizan de la siguiente forma:

- 1 ó P : Suministro de presión
- 3, 5 ó R, S : Escapes
- 2, 4 ó A, B : Utilización

En definitiva, con estos elementos, tenemos la posibilidad de representar una válvula.

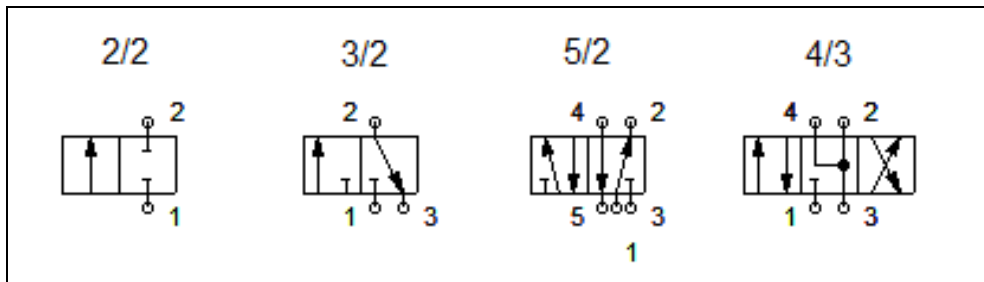


Fig. 1. 23 - Ejemplos de diferentes válvulas distribuidoras.
El primer número representa las vías y el segundo las posiciones

Para definir completamente una válvula a través de su símbolo, es necesario incorporarle la forma en que será accionada. Estos accionamientos pueden ser de tipo muscular, mecánico, eléctrico, neumático o combinado.

Disponemos de dos tipos de accionamiento, los realizados de forma indirecta, mediante electricidad o mecánica, y los manuales o directos, con algún tipo de mecanismo para que un operario interactúe. Asimismo, existen accionamientos mixtos: Manual o directo; servopilotado, semi-directo o semi-indirecto; e Indirecto (o pilotado).

En la figura siguiente observamos una válvula distribuidora completamente definida.

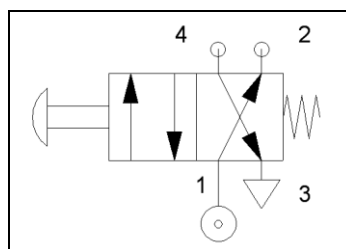


Fig. 1. 24 - Válvula 4/2 NC (Normalmente Cerrada).
Accionada por esfuerzo manual y retorno por muelle.

2) Válvulas de bloqueo

En primer lugar, diremos que este tipo de válvulas tienen la peculiaridad de accionarse ante unas determinadas condiciones. Son válvulas con la capacidad de bloquear o permitir el paso del aire comprimido cuando se dan ciertas condiciones en el circuito. En este tipo de válvulas encontraremos:

- Antiretorno
- De simultaneidad
- De selección de circuito (selectoras)
- De escape.

En el bloque 3 veremos en detalle simulaciones de estos, con lo que no se explicarán aquí.

3) Válvulas de regulación

Son las válvulas para regular caudal y presión. En esta clase de válvula, nos encontramos con dos maneras diferentes de regular la cantidad de aire o fluido: Por la entrada o por la salida, según actuemos sobre el fluido entrante o saliente del actuador.

Sí quisiéramos controlar la velocidad de un cilindro, siempre lo haríamos mediante la regulación de salida, porque admite todo tipo de carga, mientras que por la entrada no.

El funcionamiento de las válvulas reguladoras de caudal lo veremos en detalle en la simulación del bloque 3. Las reguladoras de presión basan su funcionamiento en la deformación de una membrana, que por un lado tiene la presión de entrada y por otro un resorte posicionable mediante tornillo para controlar la regulación.

1.3.6.- Actuadores neumáticos

Los elementos que permiten efectuar la transformación de la energía de presión transmitida por el aire, en energía mecánica, es decir en trabajo, se denominan actuadores neumáticos. Existe una clásica división, entre los elementos de trabajo neumático, basadas en sus posibilidades de actuación: los elementos o actuadores de acción lineal y los de acción rotativa. Aunque, por otra parte, se han desarrollado tantas formas y modelos que prácticamente todas las industrias han encontrado una aplicación insustituible de los mismos.

Al tratar de generar un movimiento rectilíneo sin partir de uno de rotación, vemos bastante limitado nuestro campo de acción. Entre los elementos posibles, después de un prolijo análisis, se encuentran: el electroimán, el resorte, el plano inclinado (aprovechamiento de la gravedad) y finalmente la energía de presión. Cada uno de los casos anteriores, salvo el último, no permite un control sencillo del movimiento.

Un actuador neumático estándar adecuado para una instalación debe cumplir:

- Que exista en el tamaño necesario (diámetro y longitud)
- Que su rozamiento interno sea lo más bajo posible y su vida útil sea lo más larga posible
- Que su montaje o instalación sea simple y rápida
- Que existan gran variedad de diseños para adaptarlos a nuestra necesidad
- Que pueda utilizarse con o sin lubricación
- Que resista los esfuerzos de tracción, compresión y térmicos sin deformarse.

1) Tipos de cilindros

- Cilindro simple efecto

Es un actuador capaz de recibir en una cámara una determinada cantidad de aire comprimido que al expandirse, mueve un eje o vástago que realiza un trabajo mecánico. Se denomina de simple efecto porque su “efecto”, es decir, el trabajo que origina, sólo se produce en un sentido. Este trabajo se manifiesta a partir del movimiento de un eje o vástago del pistón.

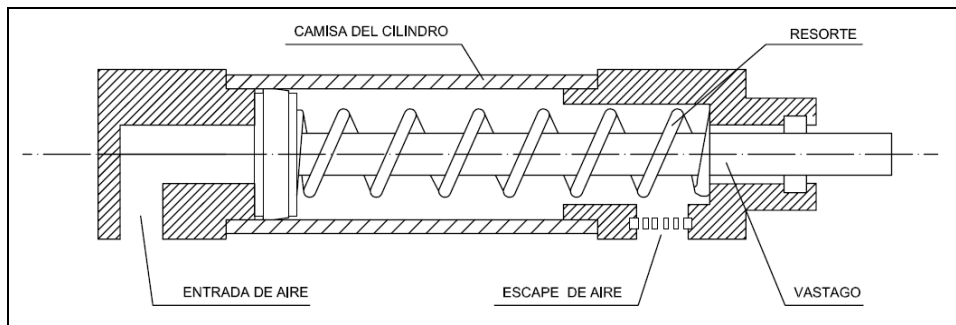


Fig. 1. 25 - Cilindro de simple efecto con retorno por muelle. Sección longitudinal.

El movimiento de reposición del vástago a su condición de equilibrio se realiza a través de un resorte, que almacenó energía en la carrera de ida y lo devuelve en la de vuelta. En todos los casos, el cilindro de simple efecto recibe aire en una sola de las cámaras mientras que la otra está constantemente conectada a la atmósfera.

Por otra parte, no siempre un actuador rectilíneo realiza su trabajo por desplazamiento de un pistón, también puede hacerlo por deformación de una membrana. La figura siguiente nos muestra un actuador construido con membrana. El área útil es significativamente grande y las cámaras de estos aparatos son muy cortas. Reconocemos inmediatamente un par de aplicaciones para este tipo de actuador: apertura y cierre de válvulas globo o esclusa y frenos de aire de camiones y acoplados.

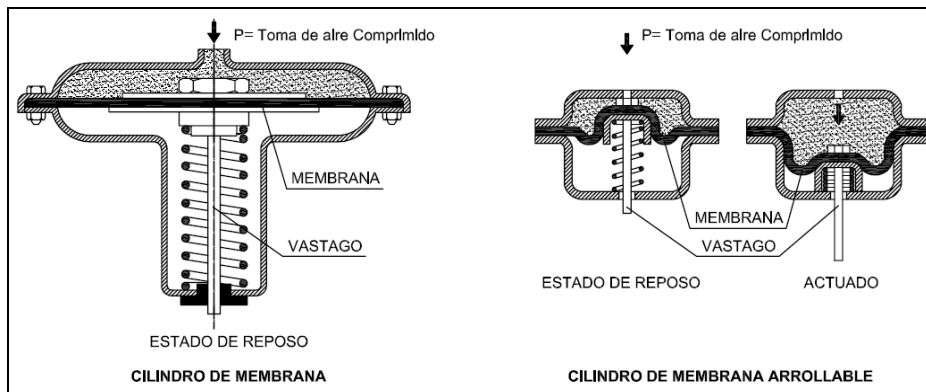


Fig. 1. 26 - Cilindros de membrana. Sección longitudinal [15].

No nos detendremos más aquí ya que en el bloque 3 se verá en profundidad este componente.

- **Cilindro doble efecto**

Este tipo de actuador es el más utilizado en automatización mediante neumática, pues es muy versátil en sus aplicaciones y muy sencillo de controlar. Su denominación obedece a la característica que tienen de posibilitar el trabajo en los dos sentidos (avance y retroceso). Su construcción es similar a los de simple efecto, pero sin resorte de reposición y requieren obligatoriamente estanqueizar las dos cámaras.

Sus recorridos y secciones están normalizados y la fuerza que debe realizar es uno de los factores que limitan esta carrera debido al fenómeno de pandeo. Por otra parte, diremos también que, la fuerza que puede realizar en la carrera de avance es ligeramente mayor que la que realiza durante el retroceso debido a la diferencia de área útil (aunque existen cilindros que solventan este problema, como los de doble vástago).

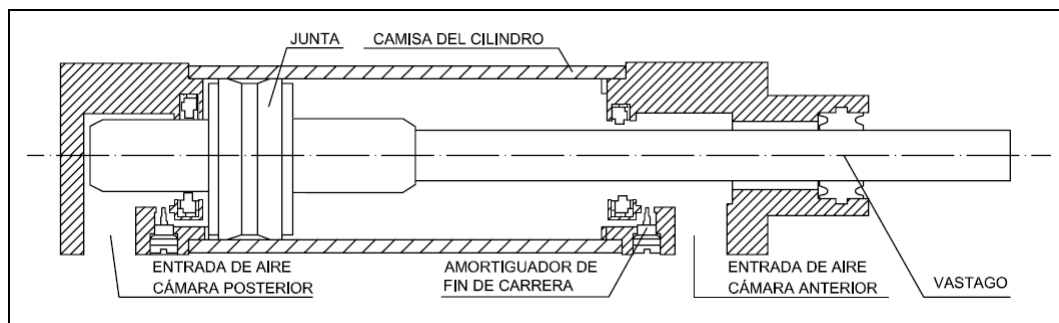


Fig. 1. 27 - Cilindro de doble efecto. Sección longitudinal.
Dispone de amortiguamiento en avance y retroceso

La figura 1.27 nos muestra un cilindro de doble efecto en posición de descanso. Haciendo ingresar aire a presión en la cámara trasera y liberando el de la delantera a la atmósfera logramos la salida del eje. La fuerza que desarrolla durante el movimiento dependerá de la presión de alimentación y de la carga a mover. Su recuperación se consigue entregando aire a presión en la cámara delantera y liberando el de la trasera.

Es importante tener en cuenta la inercia cuando las aceleraciones son importantes. Por otra parte, el inicio del movimiento no ofrece mayores problemas. No es así al final del movimiento, cuando se produce un choque, que puede ocasionar daños graves.

Para evitarlo, se suele recurrir al “amortiguador interna de final de carrera”, que consiste en un montaje interno del actuador con dos caminos para el aire, que hace que un instante antes de terminar la carrera, el vástago, que transporta consigo un “bujete-tapón” que lo rodea y está junto al pistón, obtura completamente el camino fácil de salida del aire, permitiéndole su escape por un orificio de sección generalmente regulable, que hace que la cámara contraria al movimiento eleve su presión para generar una fuerza resistente capaz de frenarlo. Podríamos decir que es un artificio obligatorio para actuadores cuyos diámetros superen los 50 mm.

- **Otros tipos de cilindros**

Existen otras configuraciones para cilindros neumáticos según las aplicaciones. Podemos encontrar:

- Cilindros de doble vástago (construcción especial de los de doble efecto)
- Cilindros tandem (construcción en serie)
- Cilindros de impacto
- Cilindros de giro (transformación en movimiento circular)
- ...

Es importante conocer su existencia, aunque no se explicaran aquí para no ampliar en demasía este apartado.

1.3.7.- Motores neumáticos

Los motores neumáticos son unos elementos capaces de transformar la energía neumática en energía mecánica según un movimiento rotativo. Existen muchas herramientas que funcionan con aire comprimido y necesitan un motor, por ejemplo, taladradoras. Los motores neumáticos no solamente son útiles como herramientas de trabajo, también tienen un uso industrial, aunque no sea lo más común, porque ya existen los motores eléctricos. Sin embargo, en ciertas industrias, pueden llegar a ser necesarios, por temas de seguridad o higiene.

Las principales ventajas que obtenemos del uso de motores neumáticos son:

- Compactos y livianos: Un motor neumático con la misma potencia que un motor eléctrico pesa sólo una cuarta parte que éste y ocupa sólo una sexta parte de espacio. Además, desarrollan mucha más potencia con relación a su tamaño y peso que la mayoría de los otros tipos de motor.
- Sencilla instalación: Debido a lo dicho anteriormente.
- Fácil inversión del giro: Por medio de una válvula de control, funcionando con la máxima eficiencia a derechas o a izquierdas.
- Par creciente con la carga: La potencia de un motor neumático es relativamente constante dentro de una amplia gama de velocidad - cuando la velocidad se reduce debido a un incremento de la carga, el par aumenta.
- Sin daños por sobrecargas: Los motores neumáticos se pueden ahogar indefinidamente sin que se recalienten ni experimenten ningún otro tipo de daño. También se pueden arrancar y parar repetidamente sin límite.

- **Potencia ajustable:** El par y la potencia de un motor neumático se pueden ajustar progresivamente variando la presión de trabajo. Además, la velocidad también se puede ajustar progresivamente en toda su gama variando el caudal de aire.
- **Robustez:** Los motores neumáticos no se ven afectados por el calor, vibración, corrosión o golpes. Su rendimiento en ambientes hostiles no puede ser igualado por ningún otro tipo de motor. El diseño y construcción sencillos, con muy pocas piezas móviles, aseguran una fiabilidad óptima y un mantenimiento mínimo.
- **Resistencia a ambientes hostiles y agresivos:** Al no generar chispas, resultan ideales para zonas con riesgo de explosión y/o incendio. Además, su construcción los hace ideales en ambientes salinos y otras atmósferas corrosivas.

1) Tipos de motores neumáticos

Los motores neumáticos más típicos son de engranaje, de pistones y de paletas.

Los primeros son los más comunes, y son capaces de dar hasta 60CV de potencia. Están considerados de bajo rendimiento, porque consume más energía que la que transmite.

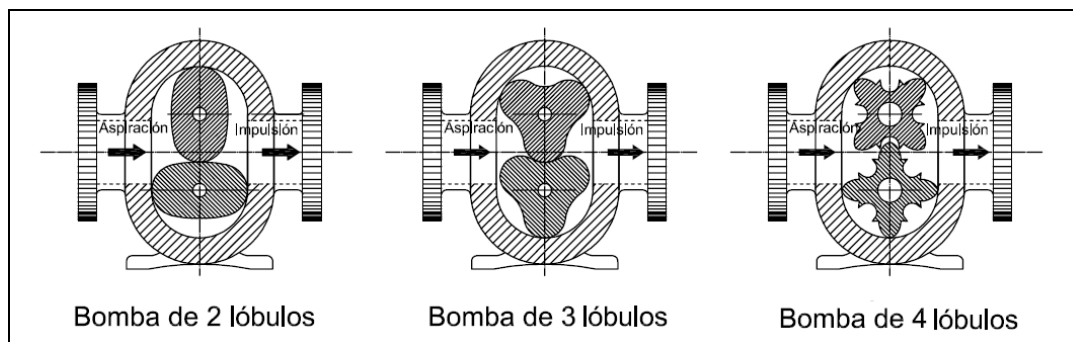


Fig. 1. 28 - Esquema motor de engranaje [16].

Los de pistones consiguen potencias de hasta 30CV y los de paletas son el tipo de motor que se usan en las herramientas, como lijadoras y taladradoras. Dan una potencia máxima de 20 CV, y tienen unas velocidades de 3000 hasta 9000 r.p.m.

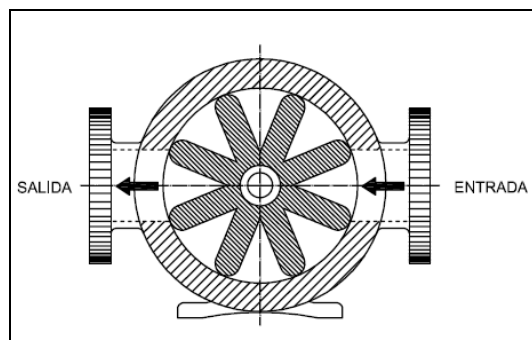


Fig. 1. 29 - Esquema motor de paletas [17].

1.4.- APLICACIONES DE LA NEUMÁTICA

1.4.1.- Campos de aplicación

La neumática está presente en cualquier proceso industrial, tanto manual como semiautomático, que requiera incrementar la producción. La automatización de los diferentes procesos industriales, releva al hombre de ciertas actividades, lo que ocasiona posibles pérdidas de puestos de trabajo en las empresas. Por esto, la sociedad industrial tiene ante sí un reto importante en crear nuevos puestos de trabajo, con mayor especialización del personal. Resulta paradójico que en los países más industrializados a nivel mundial las nuevas tecnologías han creado más puestos de trabajo que en el resto.

La progresiva sustitución de la energía humana por la neumática, hidráulica o eléctrica responde sobre todo al intento de minimizar costes de producción y automatizar los procesos industriales. De este modo, la neumática se ha convertido en un elemento imprescindible en la automatización de la producción en todos los sectores industriales:

- Industria del automóvil, aeronáutica, ferroviaria, naval, aeroespacial, maderera,...
- Industria textil, del calzado, agroalimentaria, cárnica...
- Producción de energía
- Refinerías e industrias petrolíferas y químicas, siderurgia, minería,...
- Industrias de logística, máquinas de embalaje, imprentas y artes gráficas
- Construcción y obras públicas
- Robótica, etc.

1.4.2.- Aplicaciones Específicas

A continuación se exponen ocho diferentes aplicaciones específicas de la tecnología neumática, para que pueda comprenderse el alcance que ésta tiene en la industrial y la sociedad actual. Primero se explicarán dos de las aplicaciones más importantes, el uso en máquinas herramienta y la generación de vacío, y posteriormente se verán diferentes máquinas y elementos neumáticos más específicos en la industrial y otras aplicaciones más especiales. Como en toda la memoria, las referencias que aparecen pueden ser consultadas en el capítulo de bibliografía y referencias.

1) Elementos neumáticos industriales

A continuación se presentan algunos elementos neumáticos y aplicaciones comunes (aparte de los compresores y actuadores neumáticos)

- Todo tipo de automatismos en máquinas herramientas de cualquier índole.
- Elevadores, rampas, compuertas neumáticas, manipuladores neumáticos.
- Martillos, destornilladores, taladradoras, lijadoras, remachadoras,...
- Armas de aire comprimido
- Interruptores neumáticos
- Sistemas de correo neumáticos
- Frenos de aire comprimido, en trenes, autobuses y camiones
- Tornos de dentista
- Barostatos, para mantener presión constante en cavidades cerradas (usado en neurogastroenterología)
- Máquinas de inserción de cables en tubos de gran longitud
- ...

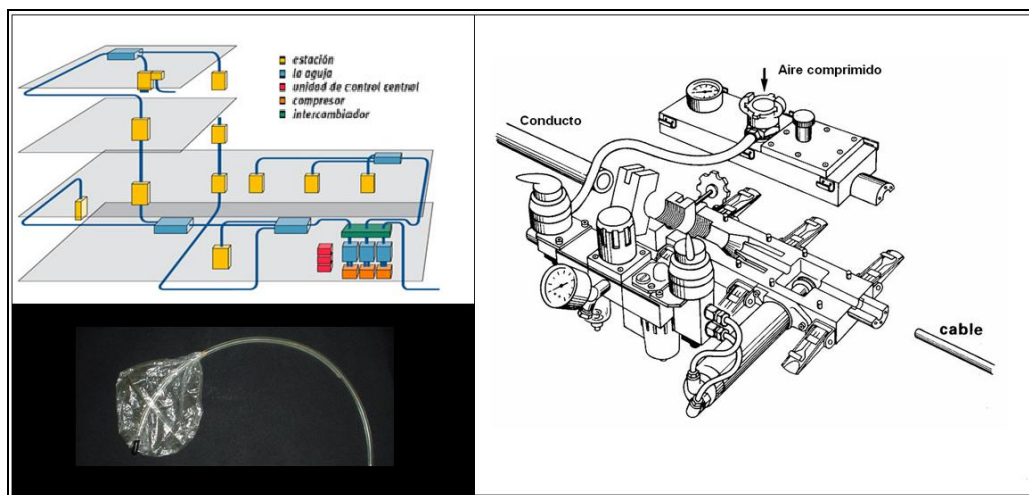


Fig. 1. 30 - Diversas aplicaciones específicas de la tecnología neumática [18].
Correo neumático en un edificio (arriba a la izquierda), baróstato (abajo a la izquierda) y máquinas de inserción de cables (derecha)

2) Tecnología de vacío

El vacío es una condición de los gases cuando están a una presión menor que la atmosférica. En la tecnología del vacío, la presión atmosférica normal se considera igual a 1,013 bar. El diagrama siguiente muestra las diferentes escalas de vacío, junto con dos parámetros característicos (para aire a +20°C): el número de moléculas por centímetro cúbico y la distancia libre media de las moléculas (el valor medio de las distancias que una partícula recorrería entre dos impactos consecutivos con otras moléculas).

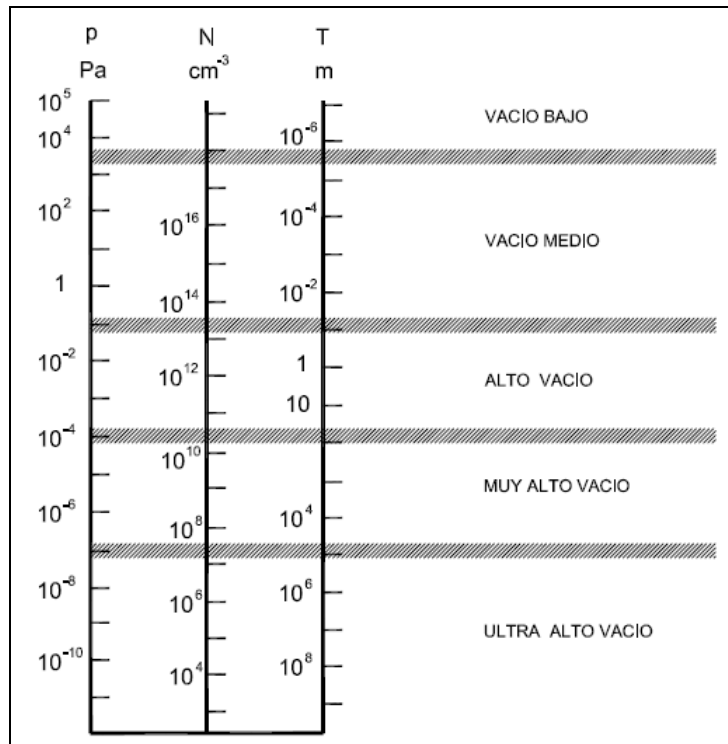


Fig. 1. 31 - Rangos de vacío industriales.

La tecnología del vacío tiene una amplia aplicación en los campos industrial, científico y militar. Las aplicaciones más características comprenden la evaporación, destilación, cristalización, secado, desodorización y enrarecimiento. El vacío se aplica especialmente para eliminación de gas o condensado de un producto que por determinadas circunstancias no pueda ser sometido a temperaturas elevadas. El uso del vacío, con frecuencia, aumenta rendimientos y reduce tiempos de un proceso.

3) Barreras neumáticas marinas

El equipo consiste en una línea con perforaciones por donde se dejan escapar burbujas de aire bajo el agua, éstas suben hasta la superficie y se expanden. Durante su desplazamiento generan una corriente ascendente de agua, la misma que al llegar a la superficie se transforma en corrientes superficiales que se alejan del punto de afloramiento y pueden servir para contener una mancha de petróleo.

Una ventaja de este equipo de contención es que no interfiere con el paso de cualquier tipo de embarcación. Las desventajas principales son dos: a) la barrera sólo resulta efectiva en aguas tranquilas y con condiciones ambientales estables ya que el oleaje y las corrientes anularían su efecto, b) la corriente natural del agua pueden producir efectos en el desplazamiento de las burbujas hacia la superficie y si es mayor de 30° , el efecto de la cortina se rompe (con corrientes de 0.75 m/seg es suficiente) permitiendo el paso de gotas de petróleo.

Una instalación típica consta de una tubería sumergida en el fondo de 30 a 100 metros de longitud, con caudales de 0,2 a 1,3 m³/min, agujeros cada 30 cm (diámetros entre 0.5~0.7 mm) dependientes, como la presión de aire, de la profundidad del agua (agujeros más pequeños son utilizados para mayor profundidad).

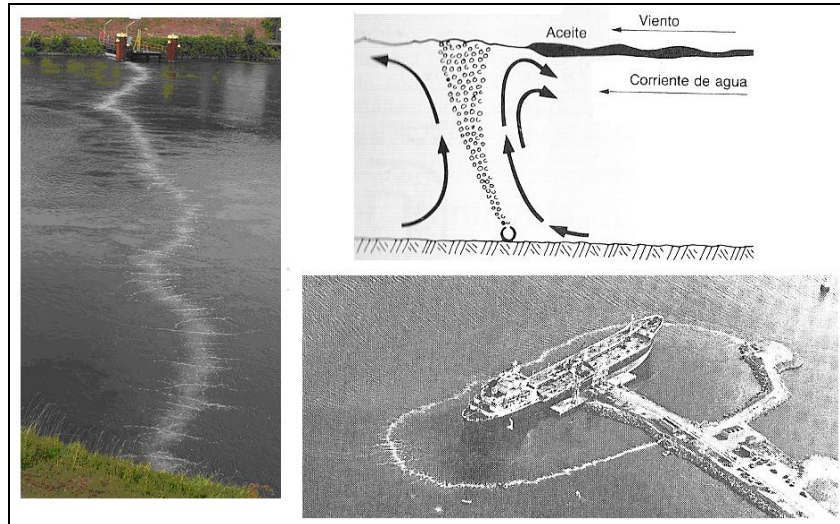


Fig. 1. 32 - Método de la burbuja de aire para contención de hidrocarburos [19].

Este método se utiliza, además de para la contención de hidrocarburos, para evitar la entrada de aguas saladas, como rompeolas, contra explosiones subacuáticas como amortiguador,...

4) Locomotora de aire comprimido

Como ejemplo, tenemos la locomotora de la empresa minera Homestake Mining (Dakota del Sur, USA), que funcionaba con aire comprimido y se usaba para la extracción de material en las minas.



Fig. 1. 33 - Locomotora de aire comprimido [20].

5) Arranque de motores de avión

Cuando la turbina está parada, para crear el primer flujo de aire que alimenta al reactor se tiene la llamada APU (Auxiliar Power Unit), que no es más que un motor convencional situado generalmente en la cola del avión, y que tiene dos funciones: proporciona energía

eléctrica y climatización al avión cuando está parado, y puede mover el eje primario del turbofan del reactor por medio de ciertos mecanismos con el objetivo de generar ese primer flujo de aire a través del reactor.

6) Coches de aire comprimido

Un vehículo de aire comprimido es un vehículo de transporte que funciona a base de aire comprimido. En 2007, estos vehículos seguían en la etapa de diseño y de prototipo. Podrían llegar a ser parte del transporte y ocio urbano y sus aplicaciones podrían incluir ciclo-taxis, servicios postales y transporte en parajes turísticos.

Los vehículos de aire comprimido son comparables en muchos aspectos a los vehículos eléctricos. Sus ventajas potenciales sobre vehículos eléctricos incluyen:

- Movimiento cíclico lento (10~60 ciclos/min) y alta relación par/volumen.
- El diseño mecánico secuencial del motor simple y robusto
- El motor no sufre por corrosión de las baterías en climas húmedos o cálidos
- Tiene bajo costo de fabricación y mantenimiento
- Reciclado y recarga de depósitos de aire comprimido con menos contaminación y más ciclos de vida que las baterías

Las desventajas son poco conocidas por que los vehículos son prototipos o están en etapa de diseño.

Actualmente son tres las compañías que aparecen en este sector con fuerza y capacidad para entrar en el mercado: MDI, Energin y la emergente Yakey Corp., que basan el desarrollo de sus proyectos neumáticos en vehículos pequeños, reduciendo el peso en vacío al máximo.

MDI (Moteur Development International) propone varias innovaciones, aunque los proyectos ha permanecido en la etapa de diseño cerca de quince años (en fecha 2007) y no está todavía listo para la comercialización. El *Air Car* es un prototipo de automóvil desarrollado y producido por dicha compañía, creado por el inventor francés Guy Nègre. El aire comprimido se almacena en un tanque de fibra de carbono a alta presión, del orden de 30 MPa (4500 psi o 300 bar).

Otra división de MDI, CityCATS, está desarrollando algunos modelos: un camión, un mono-plaza, un taxi y un pickup con un motor limitado a 25 CV. Se estima una autonomía para ellos de 160 a 240 Km en ciclo urbano y una velocidad máxima de 110 Km/h. El depósito puede

ser rellenado en un tiempo de 4,5 a 6 horas, con su propio sistema contenido (motor compresor/ unidad compresor) partiendo de un compresor de alta presión. El peso aproximado de estos vehículos es de 900 Kg [21].

Por otra parte, los ingenieros de la empresa *Energine* han creado, partiendo de un Daewoo Matiz, un prototipo de motor híbrido eléctrico/aire comprimido (PHEV, Pneumatic Hybrid Electric Vehicle). El motor de aire comprimido se utiliza para activar un alternador, el cual extiende la capacidad de operación autónoma del coche [22].

Por último, la empresa *Yaakey Corp.* es la primera en presentar a nivel mundial un vehículo híbrido que funciona con motor de combustión y con motor de aire comprimido que se auto-recarga, supera las limitaciones urbanas de pendientes y largas distancias, con la ventaja de que el consumidor final podrá decidir si el mismo es 60% o 100% ecológico.

Yaakey Corp. será en la primera fábrica de vehículos de aire comprimido en serie, ya que el resto no ha logrado hasta ahora desarrollo suficiente para comercializar en masa.

El coche en cuestión es el Salamandra Lexion, un vehículo de uso urbano que se ofrecerá en versión híbrida aire/gasolina o sólo con el motor de aire.



Fig. 1. 34 - Prototipo del coche neumático Salamandra Lexion, de la Yaakey Corp [20].

La versión 100% ecológica cuenta con un motor inventado y patentado por su director de proyectos, cuya característica principal es la simplicidad mecánica en la expansión de la energía acumulada, convirtiendo el movimiento lineal en movimiento rotativo sin el uso de resortes ni pistones. Hasta hace poco, existían en el mundo dos motores aparentemente eficientes pero muy rudimentarios: uno de MDI, poco sofisticado y otro desarrollado en Uruguay, basado en sistemas de cadena, resorte y eje libre.

Este tercer motor de aire comprimido totalmente funcional existente, fue creado por William Mercay, fundador de Yaakey Corp. bautizado como "Motor de desplazamiento inverso MercayPulzar", Mercay logra transformar el movimiento lineal de cilindros convencionales en movimiento continuo rotatorio, sin cadenas, resortes, discos, balancines ni cigüeñales; se

puede adaptar a vehículos pequeños o de grandes dimensiones. Es un motor robusto, con una mecánica ingeniosa pero sencilla, de alta durabilidad, poco mantenimiento, resistencia a fricción y facilidad total a la hora de cambiar repuestos.

Aunque el proyecto está todavía en la etapa de desarrollo, el Salamadra Lexion se presentó el 1 de marzo de 2009 y será comercializado a un precio realmente accesible de 5.000 a 7.000 euros, dependiendo de la versión. La velocidad punta será de unos 140 km/h [23].

7) Fluídica y lógica neumática

La Fluídica o lógica de fluidos es la tecnología que utiliza fluidos para generar y actuar con señales analógicas u operar con señales digitales de manera similar a la electrónica.

Esta ha sido utilizada a menudo en procesos industriales, basándose en lógica primaria: unidades SI, NO, O, temporizadores, enclavamientos,... aunque en las últimas décadas ha sido reemplazada por la lógica de los sistemas de control eléctricos y, posteriormente, los sistemas electrónicos, debido al menor tamaño y más bajo coste. Las unidades neumáticas son todavía usadas en procesos donde el aire comprimido es la única fuente de energía (como en sistemas expuestos a alta interferencia electromagnética o radiación ionizante). Aún así, la tecnología electrónica es la base actual y futura para el control.

Un chorro de fluido puede ser deflectado por medio de otros mucho más pequeños, que los modifican, si existe un diseño adecuado de las conducciones. Esto proporciona una amplificación de señales no lineal, similar a la de los transistores electrónicos.

El concepto de funcionamiento de un amplificador fluídico aparece en la figura 1.35 y es el siguiente: Una fuente fluida (aire generalmente) entra por un orificio. La presión aplicada en los orificios C1 y C2 defleca el chorro, generando un ciclón para que este salga por O1 u O2. Debido a que la presión necesaria en los terminales C para la deflexión es mucho menor que la generada por el chorro, obtenemos una ganancia, con lo que tenemos un amplificador.

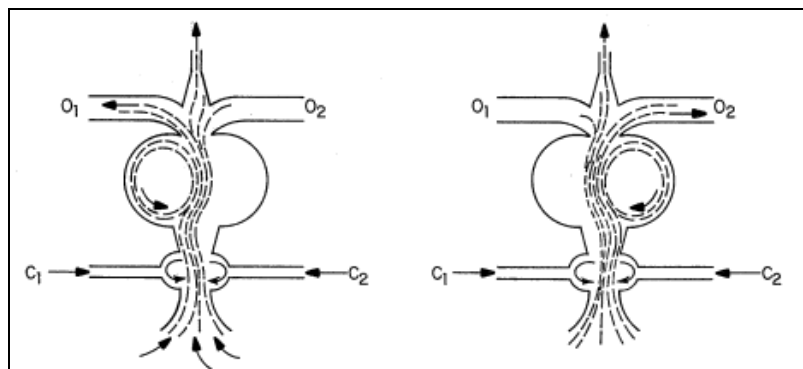


Fig. 1.35 - Amplificador fluídico (Patente USA #4.000.757) [24].

A partir de esta unidad básica, se pueden construir los equivalentes electrónicos a biestables y circuitos basculantes, así como circuitos de lógica digital simples. Por otra parte, la respuesta de este tipo de amplificadores suele ser de un ancho de banda de pocos Kilohercios, con lo que estos sistemas son bastante lentos comparados con los electrónicos. La nanotecnología considera la Fluídica como uno de sus instrumentos. En su campo, los efectos de fuerzas fluido-sólido y fluido-fluido son a menudo importantes, y de ahí su posibilidad de aplicación.

8) Sistemas oleoneumáticos

La desventaja siempre aducida en la Neumática es la compresibilidad del aire, que repercute en mayor o menor grado sólo en los avances lentos. Si en un avance neumático puro el aire es estrangulado con demasiada intensidad a causa de un avance particularmente lento, el émbolo se mueva a sacudidas en el cilindro porque siempre debe establecerse la presión para el movimiento del émbolo. En cuanto el rozamiento de los elementos obturadores elásticos es mayor que la fuerza del émbolo, el cilindro se para hasta que la presión se establece de nuevo. El "tirón" del émbolo puede medir menos de un milímetro o varios centímetros. Así no puede conservarse una velocidad de avance constante desde el principio hasta el final de la carrera. Esto puede corregirse con ayuda de la Hidráulica, que complementa a la Neumática, distinguiéndose tres sistemas distintos: convertidor oleoneumático, cilindro de freno de aceite y transformador de presión (un convertidor con cambios de sección, ver figura siguiente).

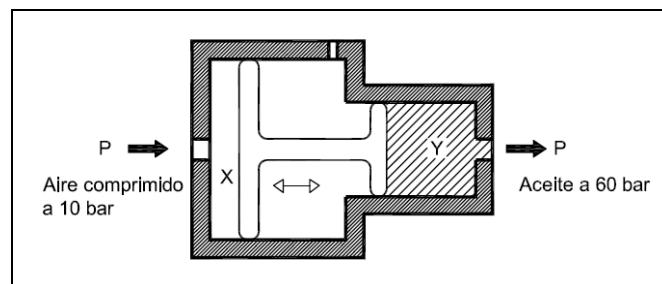


Fig. 1. 36 - Multiplicador de presión.

La ventaja del uso de equipos combinados neumático-hidráulicos, como el convertidor o el multiplicador de presión radican en que el aceite es poco compresible (prácticamente nada) por lo que es apto para avances lentos y regulaciones de velocidad constante. Sus aplicaciones principales tienen lugar en la industria aeronáutica, siendo los principales componentes donde se usa las superficies de control de las aeronaves: trenes de aterrizaje, flaps, slats y aerofrenos (Control de la sustentación aerodinámica), alerones, timón de cola y de profundidad (Control del alabeo, la guiñada y el cabeceo respectivamente),...

1.4.3.- Comparación con la Hidráulica y la Electricidad

Las dos tecnologías disponibles que pueden realizar las mismas funciones que la neumática son la hidráulica y la eléctrica. Cada una posee unos pros y unos contras dependiendo de la aplicación que se quiera hacer de ellas. A modo de breve resumen, vemos en la tabla ventajas e inconvenientes de cada una de ellas, tanto en la parte de control como en la de actuación.

TECNOLOGÍA ELÉCTRICA	
VENTAJAS	INCONVENIENTES
Sencillez de los sistemas de mando	Instalaciones no demasiado complejas
Muy extendida, gran experiencia en el sector	Mantenimiento complejo y laborioso
Menor tamaño para el control	Baja versatilidad en actuadores
TECNOLOGÍA NEUMÁTICA	
VENTAJAS	INCONVENIENTES
Sencillez de los sistemas de mando	Instalaciones caras en general
Rapidez de respuesta	El acondicionamiento del aire es costoso
Mantenimiento casi nulo. Económica.	Complejidad de instalaciones relativamente baja
TECNOLOGÍA HIDRAÚLICA	
VENTAJAS	INCONVENIENTES
Desarrollo de grandes fuerzas	Instalaciones muy caras en general
Sencillez de operación	Suciedad alta
Mejor regulación que neumática	Velocidad de respuesta muy lenta

Tabla 1. 5 - Ventajas e inconvenientes de las diferentes tecnologías en automatización.

En cuanto al rango de aplicación para las presiones, destacar que la neumática suele usar presiones promedio de 6~7 bares (90~100 PSI), y la hidráulica alrededor de 70 a 350 bares (1000~5000 PSI), incluso algunas aplicaciones pueden llegar a los 700 bares.

1.5.- REPRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA DE CIRCUITOS NEUMÁTICOS

Para poder representar instalaciones y circuitos neumáticos, así como los elementos que los componen, existen símbolos internacionales para la esquematización y representación. Podemos dividir un circuito neumático, de manera general, en las partes que vemos en la figura siguiente.

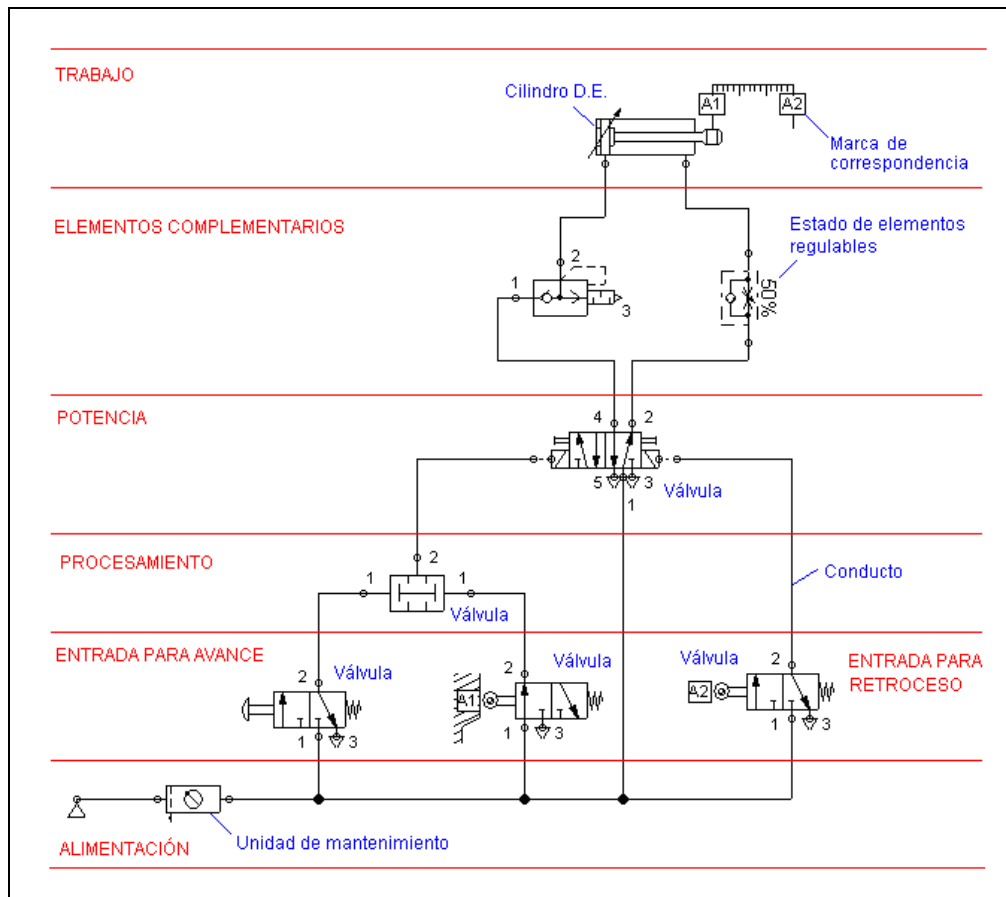


Fig. 1. 37 - Partes principales de un circuito neumático, representación y componentes.

Cada una de estas partes tiene una función determinada y conviene saber diferenciarlas. En el capítulo 4 veremos en detalle diferentes circuitos neumáticos y su funcionamiento, y con ellos quedará clara la diferencia entre cada una de ellas.

Es muy recomendable, de cara a la claridad y comprensión de los circuitos, repasar la disposición de los elementos en el esquema para minimizar la cantidad de cruces y tratar de llevar a cabo la disposición, en la medida de lo posible, según la figura anterior.

En el anexo referente a simbología se encuentra una amplia lista con casi la totalidad de los elementos neumáticos existentes con símbolo internacional, así como la forma de nombrar los diferentes componentes en un esquema neumático.

2.- DISEÑO Y CÁLCULO DE ELEMENTOS Y CIRCUITOS NEUMÁTICOS

Conocidos los elementos principales que componen una instalación neumática, podemos pasar al diseño de esta. El diseño de cualquier instalación de aire comprimido sigue una serie de pasos secuenciales básicos. En general, se pueden describir de la siguiente manera:

1. Localizar e identificar cada proceso, estación de trabajo, máquina o equipamiento que utiliza aire comprimido dentro del recinto industrial sobre el que se proyecta la ejecución de una red de aire comprimido. Esta es la carga total que va a soportar la instalación a diseñar. Es recomendable situarlos en un plano y hacer un listado detallado de los mismos.
2. Determinar el consumo de aire que se necesita en cada uno de esos elementos.
3. Determinar el valor de presión necesaria en cada punto de consumo.
4. Determinar los requisitos de cada elemento con respecto al máximo nivel de humedad, de partículas y de contenido en aceite que pueden admitir.
5. Establecer porcentajes de tiempo operativos de cada uno de los elementos en un periodo de tiempo específico. Este es el tiempo de funcionamiento.
6. Establecer el máximo número de puntos de consumo que pueden ser empleados de forma simultánea en cada línea de suministro, en la principal y en todo el proyecto. Esto se conoce como factor de carga.
7. Estimar un valor permisible de fugas.
8. Incorporar márgenes para ampliaciones futuras de la instalación.
9. Realizar una distribución en planta preliminar (preliminar *piping*) y asignar caídas de presión y pérdidas.
10. Seleccionar compresor, equipos de acondicionamiento, etc.,
11. Ejecutar el *piping* final y el tamaño de la red.
12. Cálculo de costes y elección de proveedores, ejecución y puesta en marcha

Para poder realizar el dimensionado correcto de una instalación, en los siguientes apartados veremos la manera de calcular cada uno de los elementos principales de la instalación. Se seguirá el orden secuencial adecuado. Dejaremos para el último apartado de este capítulo el tema referente al diseño de circuitos.

Los elementos principales que componen una instalación industrial y que se deben calcular son: el compresor (que incluye normalmente el depósito de almacenamiento de aire

comprimido), el enfriador (aftercooler), un deshumidificador (moisture separator), las líneas de suministro (incluidos codos, estrangulamientos, válvulas,...), y los puntos de consumo con su regulador y filtro.

El diseño de elementos y circuitos neumáticos engloba varias disciplinas: la Mecánica de Fluidos, la Termodinámica y el Cálculo de Estructuras. Esta interdependencia disciplinar hace que muchas veces su estudio se quede en la mera observación de los circuitos y las posibilidades de movimiento de los distintos actuadores, sin entrar en cálculos más detallados, que se dejan a tablas y nomogramas de los fabricantes.

Para todos los cálculos posteriores, se han de definir las condiciones que se consideran como “normales” para este fluido y que se definen según el estado termodinámico siguiente:

$$\begin{aligned} \text{Presión: } P_0 &= 1103 \text{ mbar} = 1,013 \text{ bar} = 0,101 \text{ MPa} \\ \text{Temperatura: } T_0 &= 293 \text{ K} \\ \text{Densidad: } \rho_0 &= 1,2 \text{ Kg} / \text{m}^3 \\ \text{Viscosidad dinámica: } \mu_0 &= 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} / \text{m} \cdot \text{s} \end{aligned} \tag{2.1}$$

El subíndice “0” indicará dichas condiciones normales. En general, trabajaremos con presiones relativas (referidas a estas condiciones normales). Sin embargo, cuando se utilicen fórmulas termodinámicas, hay que tener en cuenta que las presiones que aparecen en dichas fórmulas son presiones absolutas.

2.1.- CÁLCULOS PRELIMINARES

1) Situación de los puntos de consumo

Lo primero es realizar un pequeño esquema con la distribución en planta de la nave y los puntos de consumo, con vistas a ir generando la red de distribución. Puede utilizarse para ir haciendo un listado de los componentes con sus consumos y características

2) Requisitos de presión de los diversos dispositivos neumáticos

Aunque en el apartado siguiente aparece cómo dimensionar los actuadores neumáticos, para los elementos utilizados comúnmente, existen gran cantidad de tablas que nos informan acerca de su consumo, la potencia que requieren, las presiones de trabajo,... que permiten elegir los elementos directamente reduciendo los cálculos al mínimo.

Ha de tenerse presente que todas las herramientas neumáticas utilizan el aire, o en su descarga a través de un orificio, o trabajando sobre un pistón para realizar trabajo.

3) Requisitos de caudal de los diversos dispositivos neumáticos

La tabla 2.1, informa de la cantidad de aire que pasa a través de un orificio en función de la presión de alimentación. Junto con esta tabla y con la 2.2 y la 2.3 tendríamos definidos presión y caudal necesario para los elementos habituales.

Presión manométrica ¹ [psi]	Tamaño del orificio, diámetro en pulgadas ³							
	1/64	1/32	3/64	1/16	3/82	1/8	3/18	1/4
50	0.225	0.914	2.05	3.64	8.2	14.5	32.8	58.2
60	0.26	1.05	2.35	4.2	9.4	16.8	37.5	67
70	0.295	1.19	2.68	4.76	10.7	19.0	43.0	76
80	0.33	1.33	2.97	5.32	11.9	21.2	47.5	85
90	0.364	1.47	3.28	5.87	13.1	23.5	52.5	94
100	0.40	1.61	3.66	6.45	14.5	25.8	58.3	103
110	0.43	1.76	3.95	7.00	15.7	28.0	63	112
120	0.47	1.90	4.27	7.58	17.0	30.2	68	121
130	0.50	2.04	4.57	8.13	18.2	32.4	73	130
140	0.54	2.17	4.87	8.68	19.5	34.5	78	138
150	0.57	2.33	5.20	9.20	20.7	36.7	83	147
175	0.66	2.65	5.94	10.6	23.8	42.1	95	169
200	0.76	3.07	6.90	12.2	27.5	48.7	110	195

¹) 1 psig = 6,9 KPa // ²) 1 scfm = 0.472 nl/s

Tabla 2. 1 - Volumen de aire pasando a través de un orificio (scfm) [25].

A continuación se presenta dos tablas, la primera a modo de resumen, con los principales elementos y su consumo en una red de 6 bares, y la segunda más detallada.

HERRAMIENTAS	CONSUMO PARA UNA PRESIÓN DE SERVICIO DE 6 BAR (Nm ³ /h)
Pequeños automatismos, instrumentos, lógica neumática	7
Pistola de pintura, llave de impacto, perforadora, lijadora, cepillo	De 9 a 30
Pulidora, amoladora, atornilladora, herramienta de inflado, pistola	42
Tronzadora de carrocería, llave de impacto grande, cepilladora	48
Pequeñas máquinas automáticas y herramientas varias	54
Grandes herramientas, máquina y material de potencia	61
Salida de compresor, aparejo neumático	126

Tabla 2. 2 - Resumen de consumo típico de herramientas para red de 6 bar [26].

Equipos	Tamaño o tipo ^a	Presión de aire [Psi]	Consumo de aire [scfm ^b]
Montacargas (Hoist)	1 ton	70-100	1
Pistolas de aire (blow guns)	-	70-90	3
Carretilla neumática (truck Lifts)	14.000-lb cap	70-90	10
Taladros (Drills, rotary)	¼"	70-90	20-90
Motor (Engine, cleaning)	-	70-90	5
Amoladoras (Grinders)	Diámetro 8"	70-90	50
Pulverizador de pintura (Paint sprayer)	Para producción	40-70	20
Pulverizador de pintura (Paint sprayer)	De mano	70-90	2-7
Remachadoras (Riveters)	De ½" a 3"	70-90	50-110
Talladoras (Carving tools)	-	70-90	10-15
Lijadoras (Rotary sanders)	-	70-90	50
Cambiador de ruedas (Tire changers)	-	70-90	1
Inflador de ruedas (Tire inflaters)	-	70-90	11/2
Gato neumático (Tire spreaders)	-	70-90	1
Martillos neumáticos (Air Hammers)	Ligeros o pesados	70-90	30-40
Martillos de arena (Sand hammers)	-	70-90	25-40
Destornilladores (Nut setters, runners)	¼-in to ¾-in cap	70-90	20-30
Destornillador (screwdrivers)	Pequeño o grande	70-90	4-10
Enroscadores (Air bushings)	Pequeño o grande	80-90	4-10
Puertas neumáticas (Pneumatic doors)	-	40-9	2
Fresas de mango (File and burr tools)	-	70-90	20
Discos de freno (Rim strippers)	-	100-120	6
Botes de Spray (Body polishers)	-	70-90	2
Aspiradoras (Vacuum cleaners)	-	100-120	6
Pistola de arena (Sand Blasters)	Amplios rangos	90	6-400

a) 1 pulgada = 25.4 mm // b) scfm: pies cúbicos estándar por minuto = 0,472 l/s (1 pie cúbico = 0.0283 m³)

Tabla 2. 3 - Diferentes aparatos neumáticos y sus consumos [27].

4) Purificación del aire comprimido.

Antes de cada toma de consumo (entre las máquinas-herramienta y la red secundaria) se añaden elementos para preparar el aire justo antes de su consumo. El equipo de acondicionamiento para ellas incluye secadores, filtros y reguladores de presión. La selección va acompañada del tipo de herramienta empleada y la aplicación. Generalmente los recomienda el fabricante de la herramienta.

5) Tiempo de funcionamiento de los elementos (duty cycle)

Cada dispositivo presenta un factor de utilización, en función de la cadena productiva y del operario que lo usa. Se utiliza para no sobredimensionar en exceso la red, ya que, como norma general, no utilizaremos todos los equipos simultáneamente a su máxima potencia. El usuario debería informar del ciclo de trabajo de cada herramienta.

6) Factor de utilización (use factor)

Es el valor del tiempo de uso para cada punto de consumo (conocidas las condiciones de trabajo de la herramienta asociada). La experiencia enseña que es prácticamente imposible determinar este factor a priori. Por tanto, es preciso ser flexible en el cálculo del depósito y de la regulación y tamaño del compresor.

7) Fugas admisibles

Es difícil determinar un valor esperado de fugas en la instalación, ya que dependen del número y tipo de conexiones, de la presión de trabajo, la calidad y los años de la instalación. Como regla general, muchos puntos de consumo con necesidades de caudal bajas tendrán muchas más fugas que pocos con necesidades altas. Instalaciones bien conservadas presentan normalmente fugas del 2 al 5%. Con varios años de servicio pueden llegar a fugas del 10% y con mal mantenimiento, se puede alcanzar un 25%.

8) Ampliación de instalaciones

En la mayor parte de las ocasiones conviene sobreestimar el tamaño de las conducciones principales y de algunos elementos debido a la probabilidad de una ampliación de las instalaciones en el corto/medio plazo.

2.2.- CÁLCULO DE ACTUADORES

Como ya se ha comentado anteriormente, en la mayoría de los casos, para herramientas neumáticas no es necesario realizar cálculos, ya que los fabricantes nos proporcionarán las características necesarias, pero en otras ocasiones necesitaremos calcular los elementos, generalmente cuando se trate de actuadores. Las fases de cálculo y diseño de los actuadores neumáticos que se han de considerar son:

- 1) Selección del actuador (lineal o rotativo), en función de la carga problema y dimensionamiento.
- 2) Determinación del flujo másico (normalmente caudal) requerido. Este paso implica una descripción en cuanto a tiempos de las distintas fases.
- 3) Obtención de la presión de trabajo de la instalación en sus distintas partes.
- 4) Tipo y velocidad de giro del accionamiento del compresor (ver apartado 2.3).
- 5) Selección del acumulador (ver apartado 2.4).
- 6) Descripción detallada del resto de equipos auxiliares.
- 7) Consideraciones adicionales (ruido, pérdidas de caudal,...).

Habitualmente, este proceso descrito da lugar a un cálculo iterativo, hasta llegar a una optimización del elemento y, por ende, de la instalación completa (requerimientos básicos y minimización de aspectos negativos).

2.2.1.- Dimensionado de los actuadores

Para el dimensionado de los actuadores se requiere conocer el valor de la carga o efecto útil a realizar. Se puede tener una carga lineal, en cuyo caso se debe conocer o poder estimar el valor de la fuerza que dicha carga opone al movimiento.

Para el caso de actuadores lineales de simple efecto con retorno por muelle posicionado horizontalmente (los más complejos por el número de fuerzas que aparecen), tendríamos la distribución de fuerzas que se muestran a continuación (el equilibrio de fuerzas se plantea sobre el émbolo, figura 2.1):

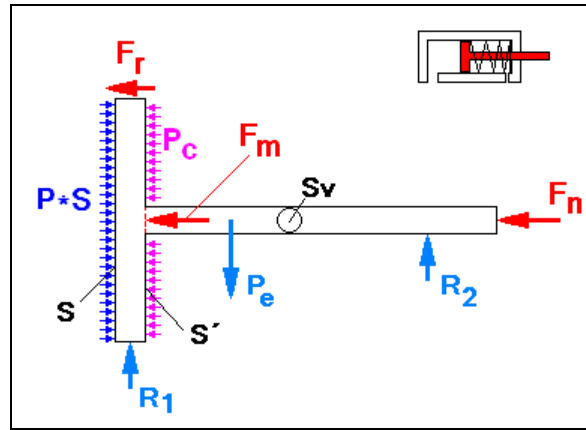


Fig. 2. 1 - Distribución de fuerzas en actuadores lineales de simple efecto.

Donde:

- P: Presión en la cámara posterior
- P_c: Presión en la cámara anterior
- S: superficie del émbolo en la cámara posterior
- S': Superficie del émbolo en la cámara anterior
- S_v: Superficie de la sección del vástago
- P_e: Peso del émbolo
- R₁ y R₂: Reacciones del émbolo con la camisa debidas a P_e.
- F_r: Fuerza de rozamiento en el émbolo debida a R₁ y R₂.
- F_n: Fuerza a vencer
- F_m: Reacción del muelle

Tenemos, planteando el equilibrio en el émbolo:

$$F_n = P \cdot S - F_m - P_c \cdot S' - F_r \quad (2.2)$$

Siendo:

$$S = S' + S_v \quad // \quad P_e = R_1 + R_2 \quad // \quad F_r = \mu \cdot (R_1 + R_2) \quad // \quad F_m = k \cdot \Delta x \quad (2.3)$$

De otra parte, si el cilindro es de doble efecto (no existe F_m) y suponemos que P_c es despreciable, experimentalmente se obtiene que F_n ~ 0,95 P*S.

Asimismo, para obtener la tensión a la que está sometido el vástago:

$$\sigma = \frac{F_N}{S_v} \quad (2.4)$$

Este valor es importante, no solo para la tensión máxima que soporta el vástago, sino más bien para la carga crítica de pandeo del mismo (que será menor).

Los fabricantes han desarrollado el programa estándar para las dimensiones de los cilindros. Los diámetros estándar (en realidad siempre se hace referencia al diámetro del émbolo) son bastante similares para todos los fabricantes. En la tabla siguiente se indica: en la primera columna la serie de diámetros de un determinado fabricante. Salvo algunas excepciones, los diámetros se suceden en este orden, de manera que la fuerza de émbolo indicada para un diámetro se duplica o se reduce a la mitad respecto al diámetro más próximo, según sea el diámetro inmediato superior o el inmediato inferior, con una presión del aire de 6 bar (columna 3 de la tabla).

Ø VASTAGO [mm]	Ø EMBOLO [mm]	FUERZA NETA [N] a P=6 bar	LONGITUDES DE CARRERAS NORMALIZADAS [mm]
—	6	15	10, 25, 40, 80
4	12	60	10, 25, 40, 80, 140, 200
6	16	106	10, 25, 40, 80, 140, 200, 300
10	25	260	25, 40, 80, 140, 200, 300
12	35	509	70, 140, 200, 300
16	40	665	40, 80, 140, 200, 300
18	50	1039	70, 140, 200, 300
22	70	2037	70, 140, 200, 300
25	100	4156	70, 140, 200, 300
30	140	8146	70, 140, 200, 300
40	200	16625	70, 140, 200, 300
50	250	25977	70, 140, 200, 300

Tabla 2. 4 - Tamaños normalizados de cilindros y longitudes de carreras [28].

Las longitudes de las carreras son también por lo general estándar para la gama de un fabricante (columna 4 de la tabla 2.4); es decir, determinados diámetros de cilindros pueden producirse como elementos en serie para distintas longitudes de carrera. Naturalmente, todas las longitudes intermedias también se fabrican bajo pedido, hasta las longitudes máximas posibles o que estén comprendidas en las carreras previstas por el fabricante. Las longitudes máximas de las carreras están delimitadas, debido a que para grandes diámetros del cilindro y carreras largas las sobrecargas mecánicas del vástago y del cojinete se hacen muy grandes, y debe preverse el efecto de pandeo del vástago.

En el caso de cargas rotativas, se debería conocer el par requerido para el movimiento de la misma. En este sentido se tratarían de igual forma los movimientos rotativos completos (360°) como los movimientos con limitación del ángulo de giro.

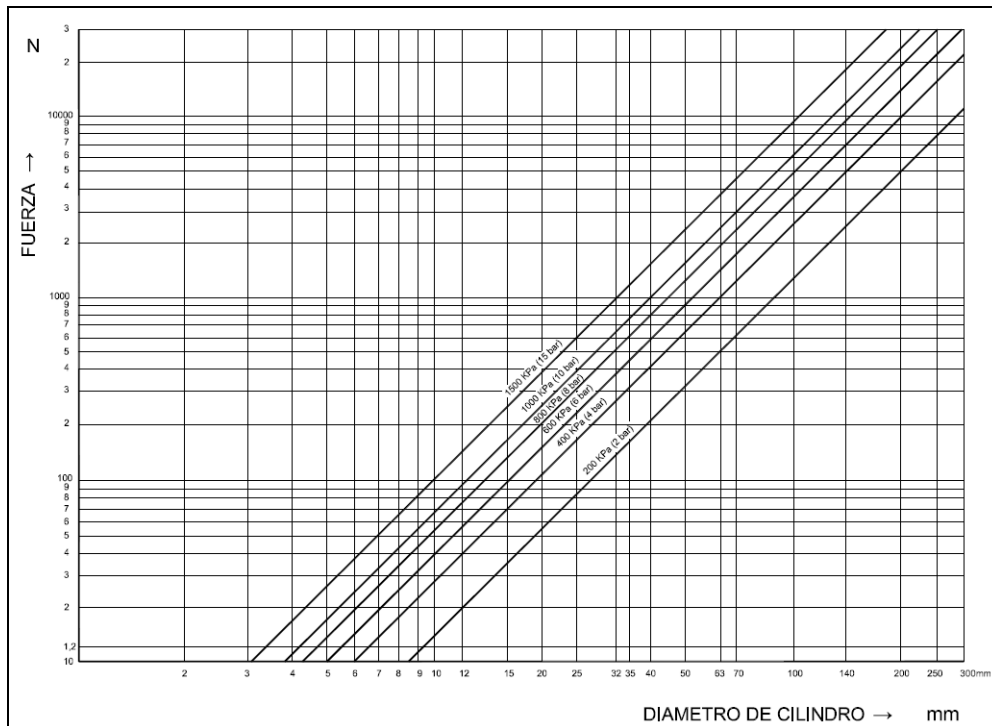


Fig. 2. 2 - Diagrama Fuerza-Presión-Diámetro [29].

1) Cálculo de carga crítica de pandeo

Conocido el valor de la fuerza (o par) que se necesita en el actuador, se dimensiona el mismo atendiendo a criterios estructurales. En general se usa el criterio de minimización (actuador más pequeño que soporta la carga existente), con el fin de ahorrar costes, con lo que se debe calcular el límite de uso de cada actuador, fijado por su carga de pandeo.

Las principales razones para la limitación de las carreras son la disponibilidad comercial de los materiales para la fabricación de piezas largas y la proporción entre la longitud del vástago y su diámetro. Si esta es grande, existe el riesgo de pandeo en compresión, y por esta razón es necesario calcular el valor del pandeo para el vástago y, consecuentemente, la longitud máxima permisible del vástago. Para el cálculo de la carga crítica de pandeo) debe tomarse por base la fórmula de Euler:

$$P_{\max} = \pi^2 \cdot E \cdot \frac{I}{L_k^2} \quad (2.5)$$

Donde:

- L_k = Longitud libre de pandeo (cm). Depende de las ligaduras del cilindro.
- E = Módulo de elasticidad (kp/cm²).
- I = Momento de inercia (cm²).

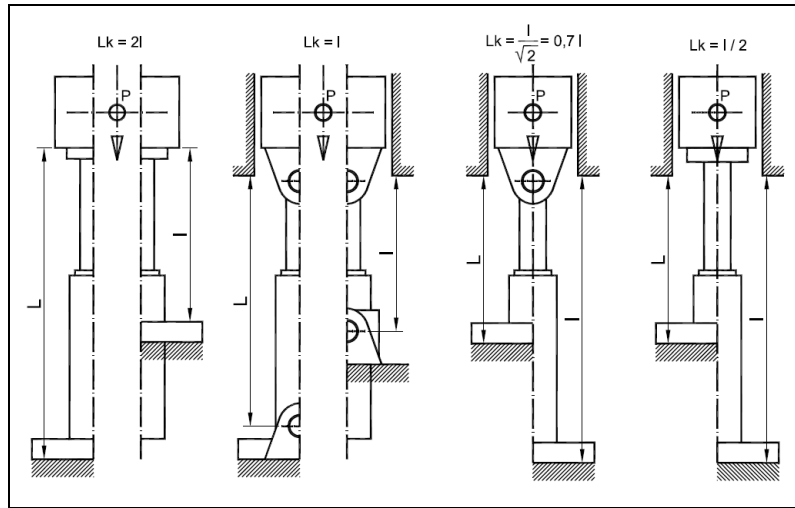


Fig. 2.3 - Valores de la longitud de pandeo según el tipo de fijación [30].

Es decir, con cargas iguales o superiores a esta, el vástago pandea. Con lo que definimos la máxima carga de servicio como sigue:

$$F_{\max} = \frac{P_{\max}}{n} \quad (2.6)$$

Siendo n el coeficiente de seguridad, que suele estar entre 2,5 y 3,5.

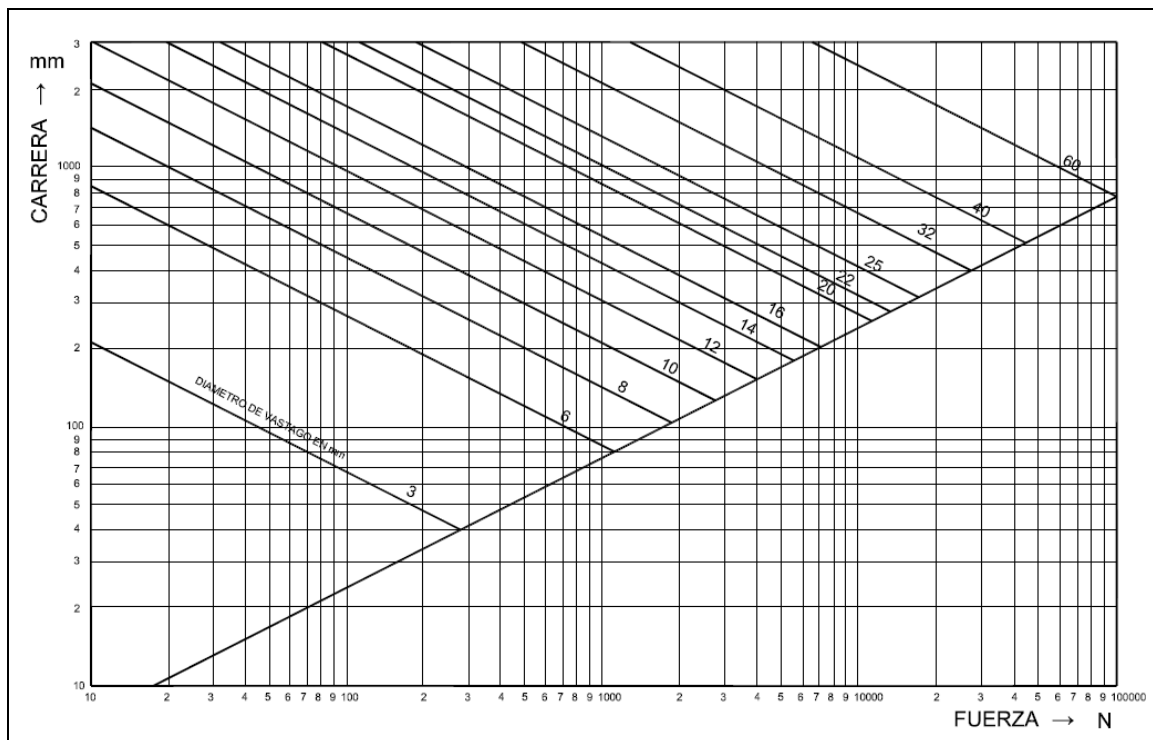


Fig. 2.4 - Gráfica de pandeo [31].

Para cualquier punto por debajo de la línea, este fabricante no realiza vástagos, ya que no resultan rentables

2.2.2.- Cálculo del consumo de aire

Otra característica importante es la cantidad de aire a presión necesaria (caudal) para el funcionamiento de un cilindro. La energía del aire comprimido que alimenta los cilindros se consume en forma de trabajo y, una vez usado, el aire se expulsa a la atmósfera por el escape. El consumo teórico de aire de un cilindro es el volumen consumido por ciclo de trabajo.

Un ciclo de trabajo se refiere al desplazamiento del émbolo desde su posición inicial hasta el final de su carrera de trabajo, más el retorno a su posición inicial.

Dimensionado el actuador o actuadores del circuito, se podrá definir la cantidad de aire requerida. Esta cantidad de aire es función del tiempo de duración de cada fase o de la frecuencia de realización de una determinada tarea (movimiento lineal de una carga) o la velocidad de giro requerida (movimiento rotativo).

Se debe tener en cuenta que la cantidad de aire requerido se encuentra a una cierta presión. Por tanto, se habla de cantidad de aire en “Condiciones Normales” (subíndice 0, como se definió al principio del capítulo). Así se unifica el criterio, pasando el aire a presión atmosférica. Para este cálculo, se usa la ecuación de los gases perfectos de la fórmula 1.3. De hecho, esta fórmula tiene bastante más interés en neumática si se dividen ambos términos por la variable tiempo, quedando:

$$P \cdot \frac{V}{t} = P \cdot Q = \frac{n}{t} \cdot R \cdot T \quad (2.7)$$

También se ha de considerar que la densidad del aire varía en función de la presión y de la temperatura de trabajo. En cualquier libro de termodinámica podemos encontrar tablas que recoge dicha evolución.

1) Conversión de litros de aire a presión en litros de aire libre

Con la siguiente fórmula pasamos a las condiciones estándar una cantidad de aire a presión para calcular consumos, ya que este valor se usa para dimensionar componentes.

$$Q = Q_1 \cdot \left(\frac{P + 1.033}{1.033} \right) \quad (2.8)$$

Donde:

- Q_1 = Litros de aire comprimido a presión P .
- Q = Litros de aire libre.
- P = Presión del aire comprimido en Kg/cm^2 .

2) Gasto de cilindros neumáticos

$$Q = \left(\frac{0.0000471 \cdot D^2 \cdot L}{t} \right) \cdot \left(\frac{P_1 + 1.033}{1.033} \right) \quad (2.9)$$

Donde:

- Q= Litros de aire libre en l/mn.
- D = Diámetro del émbolo en mm.
- L = Carrera del cilindro en mm.
- P = Presión del aire en Kg/cm².
- t = Tiempo en realizarse la carrera.

Finalmente, cada fabricante acaba proponiendo la forma de calcular el caudal o cantidad de aire requerida en función de la geometría y características de sus productos. En la tabla 2.5 vemos el consumo de aire en un cilindro en función de la presión de trabajo y el diámetro del émbolo.

Diam. cilindro mm	Presión de trabajo en atmósferas														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Consumo de aire en litros por cm de carrera del cilindro														
6	0.0005	0.0008	0.0011	0.0014	0.0016	0.0019	0.0022	0.0025	0.0027	0.0030	0.0033	0.0036	0.0038	0.0041	0.0044
12	0.002	0.003	0.004	0.006	0.007	0.008	0.009	0.010	0.011	0.012	0.013	0.014	0.015	0.016	0.018
16	0.004	0.006	0.008	0.010	0.011	0.014	0.016	0.018	0.020	0.022	0.024	0.026	0.028	0.029	0.032
25	0.010	0.014	0.019	0.024	0.029	0.033	0.038	0.043	0.048	0.052	0.057	0.062	0.067	0.071	0.076
35	0.019	0.028	0.038	0.047	0.056	0.066	0.075	0.084	0.093	0.103	0.112	0.121	0.131	0.140	0.149
40	0.025	0.037	0.049	0.061	0.073	0.085	0.097	0.110	0.122	0.135	0.146	0.157	0.171	0.183	0.196
50	0.039	0.058	0.077	0.096	0.115	0.134	0.153	0.172	0.191	0.210	0.229	0.248	0.267	0.286	0.305
70	0.076	0.113	0.150	0.187	0.225	0.262	0.299	0.335	0.374	0.411	0.448	0.485	0.523	0.560	0.597
100	0.155	0.231	0.307	0.383	0.459	0.535	0.611	0.687	0.763	0.839	0.915	0.911	1.067	1.143	1.219
140	0.303	0.452	0.601	0.750	0.899	1.048	1.197	1.346	1.495	1.644	1.793	1.942	2.091	2.240	2.389
200	0.618	0.923	1.227	1.531	1.835	2.139	2.443	2.747	3.052	3.356	3.660	3.964	4.268	4.572	4.876
250	0.966	1.441	1.916	2.392	2.867	3.342	3.817	4.292	4.768	5.243	5.718	6.193	6.668	7.144	7.619

Tabla 2. 5 - Consumo de aire para cilindros neumáticos [32].

Para disponer de aire y conocer el gasto de energía, es importante conocer el consumo de la instalación. Para una presión de trabajo, un diámetro y una carrera de émbolos determinados, el consumo de aire se calcula como sigue:

Relación de compresión – Superficie del émbolo – Carrera

La relación de compresión p_{e2}/p_{e1} se calcula de la forma siguiente:

$$\frac{101,3 + P_{trabajo}}{101.3} \text{ en kPa (referida al nivel del mar)} \quad (2.10)$$

Con ayuda de la tabla de la figura siguiente, se pueden establecer los datos del consumo de aire de una manera más sencilla y rápida.

Los valores están expresados por cm de carrera para los diámetros más corrientes de cilindros y para presiones de 200 a 1.500 kPa (2 – 15 bar). El consumo se expresa en los cálculos en litros (de aire aspirado) por minuto.

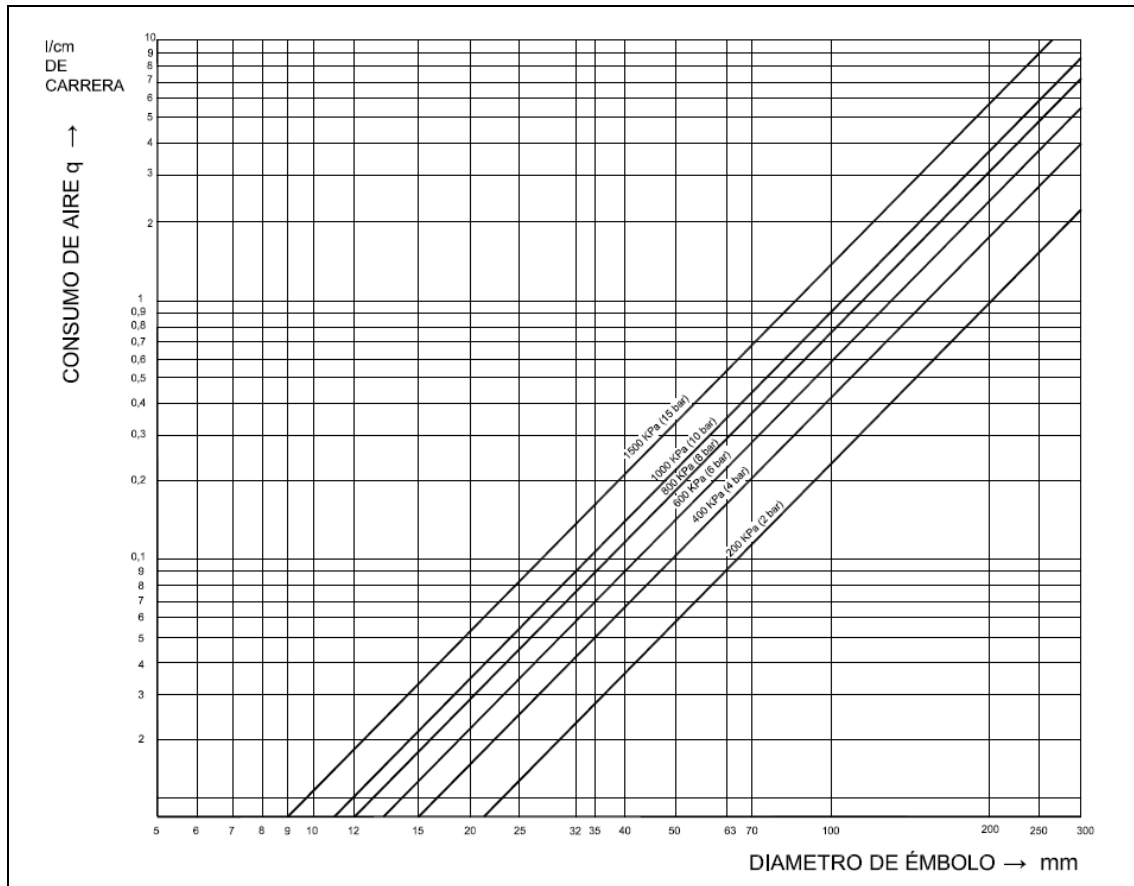


Fig. 2. 5 - Consumo de aire (l/cm de carrera) [33].

Formulas para calcular el consumo del aire

Cilindro simple efecto:

$$V = s \cdot n \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot \text{Relación de compresión (l/m)} \quad (2.11)$$

Cilindro doble efecto:

$$V = \left[s \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} + s \cdot \frac{\phi^2 - d^2 \cdot \pi}{4} \right] \cdot n \cdot \text{Relación de compresión (l/min)} \quad (2.12)$$

Donde:

- V= Cantidad de aire (l/min)
- s = Longitud de carrera (cm)
- n = Ciclos por minutos

3) Longitud de cilindros neumáticos

La longitud de carrera en cilindros neumáticos no debe exceder de 2000 mm. Con émbolos de gran tamaño y carrera larga, el sistema neumático no resulta económico por el elevado consumo del aire.

Cuando la carrera es muy larga, el esfuerzo mecánico del vástago y de los cojinetes de guía es demasiado grande. Para evitar el riesgo de pandeo, si las carreras son grandes deben adoptarse vástagos de diámetro superior a lo normal. Además, al prolongar la carrera la distancia entre cojinetes aumenta y, con ello, mejora la guía del vástago.

4) Velocidad del émbolo

La velocidad del émbolo en cilindros neumáticos depende de la fuerza antagonista de la presión del aire, de la longitud de la tubería, de la sección entre los elementos de mando y trabajo y del caudal que circula por el elemento de mando. Además, influye en la velocidad la amortiguación de final de carrera,

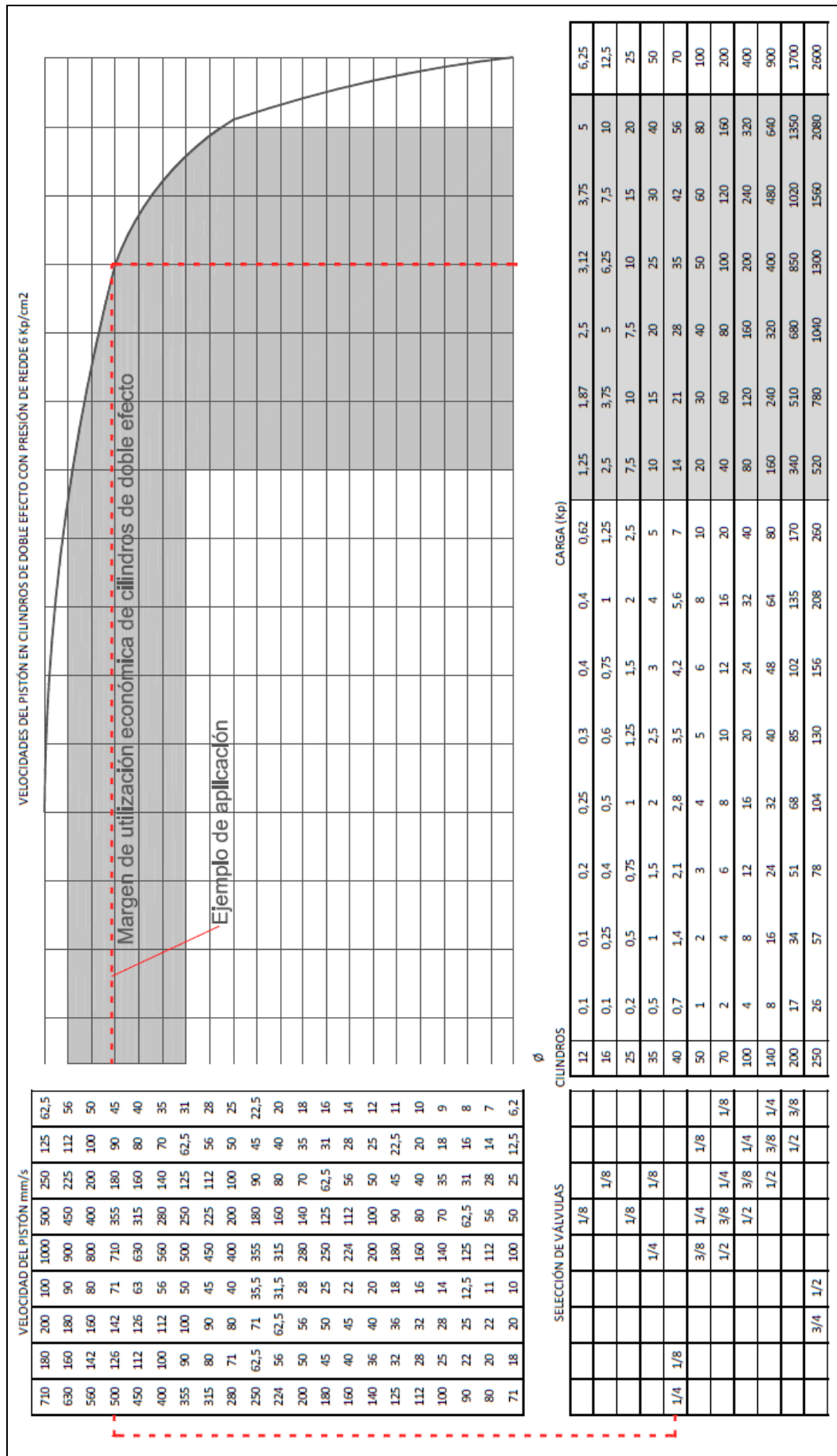
La velocidad media del émbolo, en cilindros estándar, está comprendida entre 0,1 y 1,5 m/s. Con cilindros especiales (de impacto) se alcanzan velocidades de hasta 10 m/s.

La velocidad del émbolo es función de la presión de trabajo, de la fuerza antagonista, de las secciones de las tuberías y también del diámetro nominal de la válvula de mando. Además, la velocidad del émbolo puede ser afectada por válvulas estranguladoras o por válvulas de escape rápido.

La velocidad puede regularse con válvulas especiales: de estrangulación, anti retorno y de escape rápido, que proporcionan velocidades mayores o menores.

La obtención de una velocidad uniforme a lo largo de toda la carrera es un problema muy complejo, ya que no debemos olvidar que estamos tratando con un fluido compresible.

Para comprender el uso de esta gráfica, veámoslo con un ejemplo: Con una carga de 35kp, un diámetro del cilindro de 40mm y una válvula prevista de 1/8", podríamos conseguir velocidades de 130mm/s. Si escogemos una válvula de 1/4 podríamos obtener velocidades de 500mm/s aproximadamente.



5) Ejemplo

Calcular el consumo de aire de un cilindro de doble efecto de 50 mm de diámetro (diámetro del vástago 12 mm) y 100 mm de longitud de carrera:

El cilindro trabaja con 10 ciclos por minuto. La presión de trabajo es de 600 kPa (6 bar):

Relación de compresión:

$$\frac{101.3 + P_{trabajo}}{101.3} = \frac{101.3 \text{ kPa} + 600 \text{ kPa}}{101.3 \text{ kPa}} = \frac{701.3 \text{ kPa}}{101.3 \text{ kPa}} = 6.9$$

Consumo de aire:

$$\dot{V} = \left[s \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4} + s \cdot \frac{\Phi^2 - d^2}{4} \cdot \pi \right] \cdot n \cdot \text{Relación de compresión}$$

$$\dot{V} = \left[10 \text{ cm} \cdot \frac{25 \text{ cm}^2 \cdot \pi}{4} + 10 \text{ cm} \cdot \frac{5 \text{ cm}^2 - 1.44 \text{ cm}^2}{4} \cdot \pi \right] \cdot 10 \text{ min}^{-1} \cdot 6.9$$

$$\dot{V} = [96.25 \text{ cm}^2 + 184.94 \text{ cm}^2] \cdot 10 \text{ min}^{-1} \cdot 6.9 = 381.2 \text{ cm}^3 \cdot 69 \text{ min}^{-1} = 26302.8 \text{ cm}^3 / \text{min} = 26.3 \text{ l} / \text{min}$$

La fórmula para calcular el consumo de aire conforme al diagrama de la figura 2.6 es la siguiente:

Cilindro de simple efecto:

$$\dot{V} = s \cdot n \cdot q \text{ (l/min)}$$

Cilindro de doble efecto:

$$\dot{V} = 2 \cdot s \cdot n \cdot q \text{ (l/min)}$$

Donde:

- V = Cantidad de aire (l/min)
- n = Ciclos por minuto (1/min)
- s = Longitud de carrera (cm)
- q = Consumo de aire por cm de carrera (l/cm)

En caso de emplear el diagrama de consumo de aire de la figura 2.6, para nuestro ejemplo se obtiene la fórmula siguiente:

$$\dot{V} = 2 \cdot s \cdot n \cdot q \text{ (l/min)} = 2 \cdot 10 \text{ cm} \cdot 10 / \text{min} \cdot 0.134 \text{ l/cm} = 2 \cdot 13.4 \text{ l/min} = 26.8 \text{ l/min}$$

En los cálculos del consumo de aire en cilindros de doble efecto hay que tener en cuenta el llenado de las cámaras secundarias, que se rellenan en cada carrera. Los valores al respecto se pueden encontrar en las hojas de características de cada componente.

2.3.- DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Una vez realizado el cálculo de elementos y el “*piping*” previo (distribución inicial de tuberías), el diseñador tiene en sus manos una distribución de la instalación bastante completa. Se ha comprobado la interferencia con otros elementos físicos, y determinado las características de los puntos de consumo (caudales necesarios, presiones máximas y mínimas, factores de utilización y de carga y requisitos de acondicionamiento del aire).

La distribución en planta (*piping lay-out*) de las líneas de suministro se realiza desde el compresor a los puntos de consumo. Para aumentar el rendimiento, se ha procurado minimizar en la medida de lo posible las longitudes de las tuberías desde el compresor al punto más alejado. En aquellas redes que sean muy extensas, es preferible situar el compresor en una zona central, si es posible, minimizando así la distancia al punto más alejado,

La figura 2.7 muestra el típico esquema para una instalación de aire comprimido. En la sala de máquinas se sitúa el compresor, con los depósitos y los acondicionadores de aire, mientras que al exterior se llevan las líneas de suministro principales hasta los puntos de consumo.

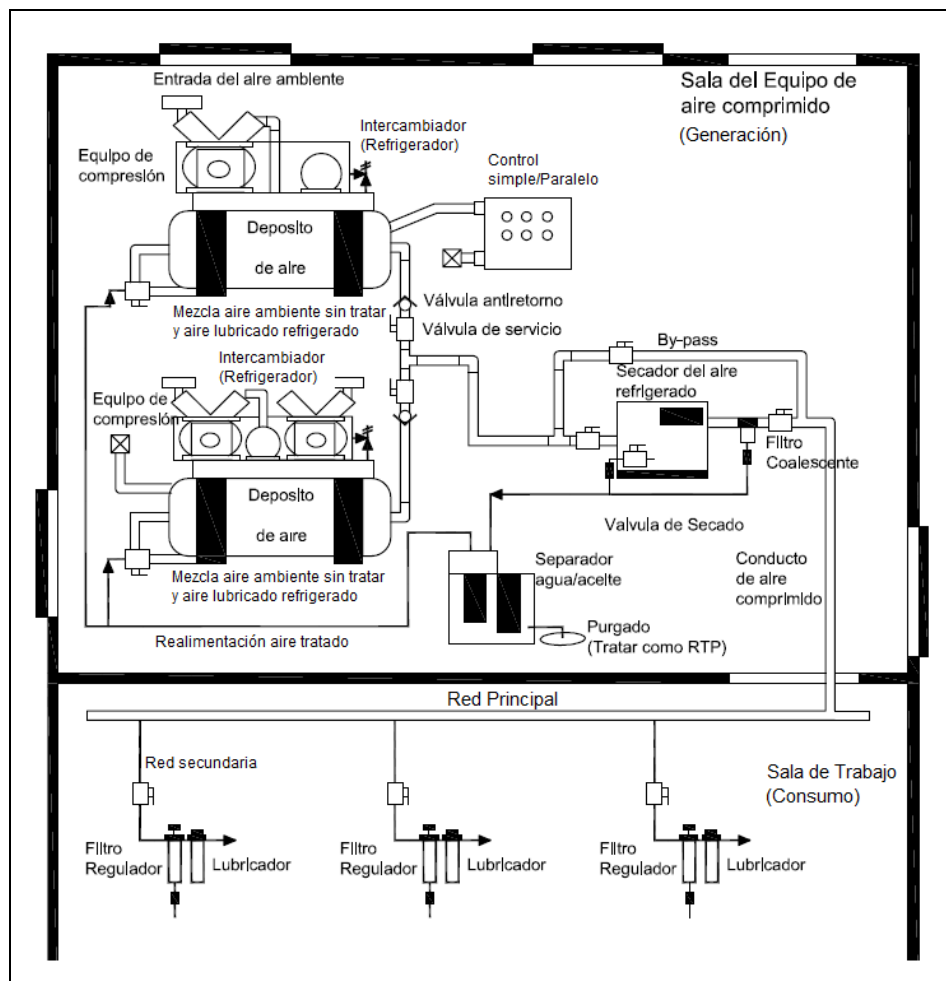


Fig. 2. 7 - Sala de compresores y tomas de consumo [35].

Otros detalles que es recomendable respetar son:

- Los puntos de drenaje se colocan con la ayuda de T's, ya que el cambio brusco en la dirección del flujo facilita la separación de las gotas de agua de la corriente de aire.
- En todos los puntos bajos es recomendable colocar puntos de drenaje. Así mismo, en la línea principal se pueden colocar cada 30 – 40 metros, saliendo siempre desde el punto inferior de la tubería.
- El número de juntas y codos debe reducirse al máximo posible. De esta forma las pérdidas serán las menores posibles.

Llegados a este punto, es posible comenzar el dimensionamiento de la instalación. El diámetro de las tuberías no debería elegirse conforme a otros tubos existentes ni de acuerdo con cualquier regla empírica, sino en conformidad con:

- El caudal (la velocidad del líquido -el régimen laminar o turbulento del flujo-)
- La longitud y el diámetro de las tuberías
- La pérdida de presión (admisible) y la presión de servicio
- La rugosidad del material de la tubería
- La cantidad de estrangulamiento en la red (codos, curvas,...)

El proceso del cálculo de las pérdidas de carga totales constituye un balance energético aditivo. Es decir, se van sumando todas las pérdidas existentes debidas al flujo en el interior de los conductos cilíndricos (pérdidas lineales) más las existentes en los distintos elementos (pérdidas singulares). De esta forma, se define la presión de trabajo del compresor como suma de la presión requerida para el movimiento de la carga más las pérdidas de carga totales.

2.3.1.- Cálculo de pérdidas en conductos lineales

A continuación, conocidos los datos del caudal que llega a cada actuador y teniendo definidas las dimensiones de los mismos, se puede dimensionar los conductos. Se deben considerar las fugas de caudal y las pérdidas de carga. Para las fugas de caudal no existe una regla general. En todo circuito, el mantenimiento para asegurar la estanqueidad es muy importante, pero siempre un porcentaje del aire se acabará escapando. Además, los posibles cambios de temperatura a lo largo de la instalación pueden modificar la cantidad total de aire requerido. Porcentajes del 10%-20% pueden ser habituales en circuitos neumáticos.

En cuanto a las pérdidas de carga, se han de obtener tanto las pérdidas lineales (longitud de los conductos), como las pérdidas singulares (codos, bifurcaciones, válvulas, etc.). Para el cálculo de las pérdidas, se utilizan las condiciones estándar dadas al principio del capítulo. Para las pérdidas lineales, si no se dispone de medidas experimentales, se puede utilizar la fórmula de Darcy-Weisbach:

$$h_{pl} = f \cdot \frac{L \cdot V^2}{D \cdot 2g} = \frac{8 \cdot f \cdot L}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5} \cdot Q^2 \quad (2.13)$$

Donde:

- L: longitud de la tubería
- V: Velocidad del fluido
- D: Diámetro de la tubería
- g: aceleración de la gravedad
- f: coeficiente de fricción

Para calcular el coeficiente de fricción se puede utilizar el diagrama de Moody (aparece en cualquier libro de mecánica de fluidos) o una ecuación aproximada, como la de Barr (fórmula 2.14).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot D} + \frac{5.1286}{\text{Re}^{0.89}} \right) \quad (2.14)$$

En cuanto a la rugosidad, necesaria para entrar en el diagrama de Moody, depende del tipo de material. Para el acero está entre 0,02 y 0,05 (oxidado puede llegar a 2), para el Aluminio 0,015 y para el plástico 0,002

El número de Reynolds para flujo en conductos circulares es:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (2.15)$$

Para la viscosidad dinámica, se suele utilizar la expresión:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{T}{293} \right)^n \quad (2.16)$$

Donde la temperatura ha de introducirse en Kelvin.

Lógicamente, las pérdidas de carga (expresadas en la ecuación 2.13) tienen un efecto aditivo aguas abajo, produciendo incrementos en la presión de trabajo del compresor.

Respecto al diámetro de los conductos, utilizando elementos de acero al carbono (SPG), se tienen normalizados valores que son fracciones de pulgada, desde 1/16.

Otros autores proponen la siguiente formulación: Para comenzar y mantener el flujo de un gas en una tubería, es necesaria una cierta diferencia de presión, para vencer la resistencia por rozamiento de las paredes de la tubería y acoplamientos. La cuantía de la caída de presión depende del diámetro, de la longitud y forma de la tubería, de la rugosidad superficial y del número de Reynolds. La pérdida de presión es una disminución de energía, y por tanto un coste operacional. El diseño de la tubería debe equilibrar este coste con el de la misma tubería. Como estimación se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$\Delta p = f \cdot V^{1.85} \cdot L \cdot \left(\frac{1}{d} \right)^5 - \rho_m \quad (2.17)$$

Donde

- Δp : es la caída de presión en bar
- f : es el factor de rozamiento
- V : es flujo de volumen en l/s (aire libre)
- d : es el diámetro interior de la tubería de mm
- ρ_m : es la presión media absoluta en bar

Calculándose f de la misma manera que se explicó anteriormente [36].

Para tuberías convencionales de acero como las utilizadas para el aire comprimido a presiones y temperaturas normales $f \approx 500$ con las unidades elegidas.

La longitud de tubería se aumentara para compensar conexiones y acoplamientos (sólo para los cálculos). Las longitudes añadidas para válvulas y acoplamientos normales se pueden ver en el apartado siguiente.

A modo de ejemplo, la caída de presión cuando un flujo de gas de 180l/s a 9 bar de presión de trabajo que pasa por una tubería de 300 m de longitud y 90 mm de diámetro sería de 0,04 bar.

Aparte de toda esta formulación, como era de esperar, existen gran cantidad de nomogramas para el cálculo de la caída de presión, como el que se muestra a continuación o el que aparece en el ejemplo del apartado siguiente.

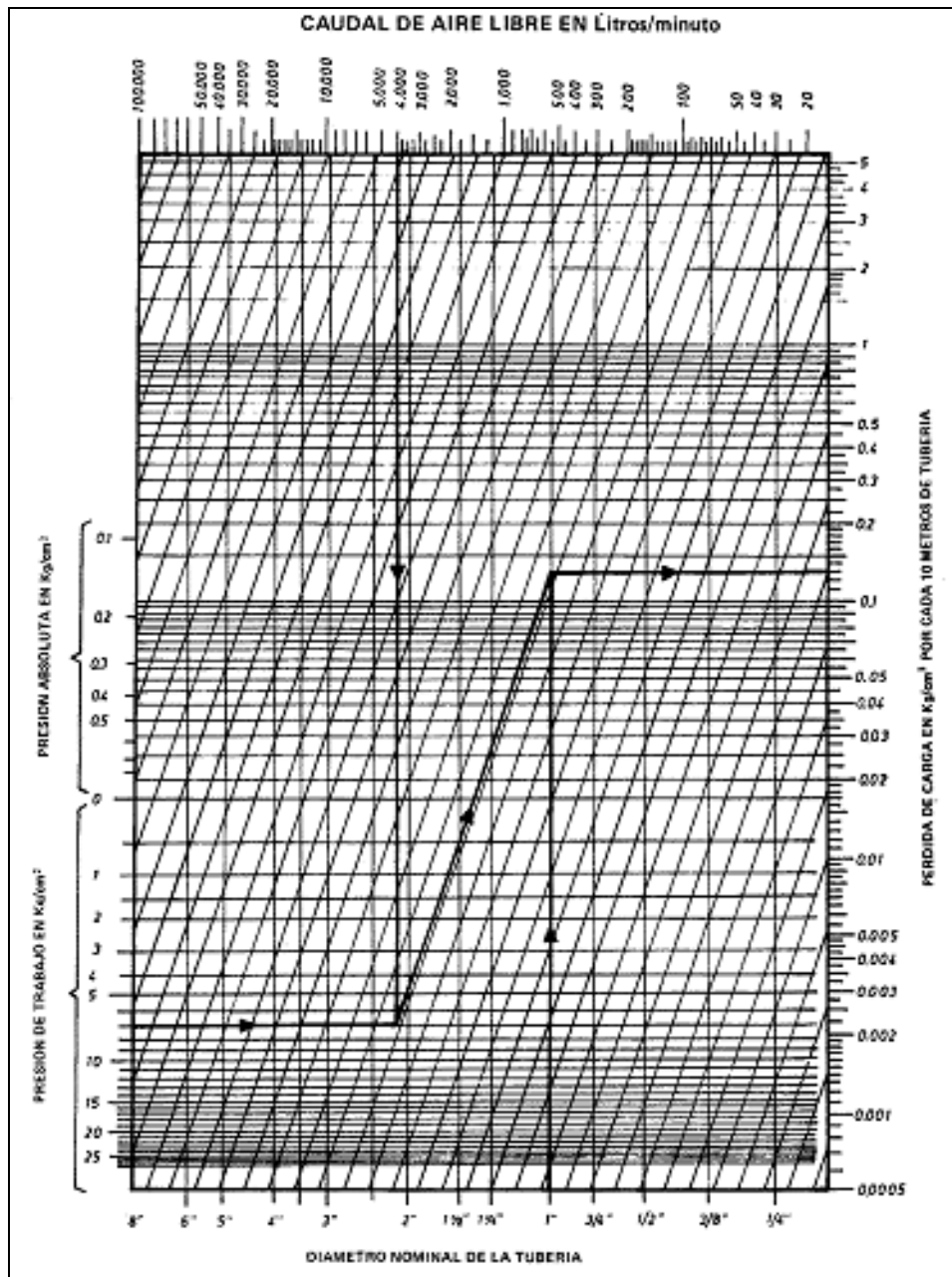


Fig. 2. 8 - Nomograma para el cálculo de pérdida de carga y diámetro de tuberías [37].

1) Ejemplos de cálculo

A) Calcular la pérdida de carga de una tubería conociendo los siguientes datos:

- Longitud de la tubería - 30 m
- Diámetro - 1/2"
- Presión del aire - 7 Kg/cm²
- Caudal aire libre - 2.000 NI/m³

Para solucionar este problema hay que hacer uso del diagrama anterior, tal como se indica en línea a trazos sobre la misma tabla.

La pérdida de carga hallada en la tabla es de 0,37 kg/cm² por cada 10 m.

$$P_c = \frac{30 \times 0,37}{10} = 1,11 \text{ kg/cm}^2 \text{ de pérdida de carga en los 30m}$$

Si en lugar de elegir una tubería de 1/2", se hubiera elegido de 3/4", la pérdida de carga sería de 0,095kg/cm², por cada 10 m.

$$P_c = \frac{30 \times 0,095}{10} = 0,285 \text{ kg/cm}^2 \text{ de pérdida de carga en los 30m}$$

B) Determinar el diámetro de una tubería de la que conocemos los siguientes datos:

- Longitud de la tubería - 50 m
- Presión del aire - 7 kg/cm²
- Caudal del aire - 2.500 l/mn
- Pérdida de carga en los 50 m - 0,5 kg/cm²

Según la tabla, se tendría que poner un diámetro de tubería de 3/4", aunque podría elegirse de 1/2", ya que el resultado da próximo a esta medida.

2.3.2.- Cálculo de pérdidas de carga en elementos singulares

Hay que determinar la longitud equivalente desde el compresor al punto más alejado de la instalación. Para ello, a la longitud real se le ha de sumar la longitud equivalente que aportan las pérdidas singulares. Con este procedimiento, el grado de obstrucción al flujo se convierte en una longitud lineal equivalente para facilitar los cálculos.

Para el cálculo de las pérdidas singulares, habitualmente, se utiliza la siguiente fórmula:

$$h_{ps} = \xi \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} = \frac{8 \cdot \xi}{g \cdot \pi^2 \cdot D^4} \cdot Q^2 \quad (2.18)$$

El coeficiente de pérdidas, ξ , se obtiene a partir de valores experimentales. Se han recogido algunos en la tabla 2.12.

Elemento	Diámetro (pulgadas)	ξ (-)
Válvulas	1	5.00
	2	4.00
	4	3.00
	8	2.00
Codo 90°	1	0.50
	2	0.39
	4	0.30
	8	0.26
Bifurcaciones	1	0.50
	2	0.40
	4	0.30
	8	0.30

Tabla 2. 6 - Coeficiente de pérdidas (ξ), para distintos elementos [38].

En la tabla siguiente vemos las longitudes equivalentes para diferentes elementos según su diámetro (tamaño).












TIPO DE ELEMENTO		Longitud de tubería equivalente en m										
		Diámetro interior de tubería en mm										
		25	40	50	80	100	125	150	200	250	300	400
Válvula de compuerta		0.3 5	0.5 8	0.6 10	1.0 15	1.3 20	1.6 25	1.9 30	2.6 40	3.2 50	3.9 60	5.2 80
Válvula de diafragma		1.5	2.5	3.0	4.5	6	8	10	-	-	-	-
Válvula acodada		4	6	7	12	15	18	32	30	36	-	-
Válvula esférica		7.5	12	15	24	30	36	45	60	-	-	-
Válvula anti retorno pivotante		2.0	3.2	4.0	6.4	8.0	10	12	16	20	24	32
Codo curvado R=2d		0.3	0.5	0.6	1.0	1.2	1.5	1.6	2.4	3.0	3.6	4.8
Codo curvado R=d		0.4	0.6	0.8	1.3	1.6	2.0	2.4	3.2	4.0	4.8	6.4
Ángulo 90°		1.5	2.4	3.0	4.6	6.0	7.5	9	12	15	18	24
T lado recto		0.5	0.8	1.0	1.6	2.0	2.5	3	4	5	6	8
T salida angular		1.5	2.4	3.0	4.8	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Reductor		0.5	0.7	1.0	2.0	2.5	3.1	3.6	4.8	6.0	7.2	9.6

Tabla 2. 7 – Longitud de tubería equivalente para elementos utilizados en conducciones [39].

Obtenida la longitud equivalente de todos los elementos singulares de la instalación, podemos pasar al cálculo de las pérdidas de carga en la instalación completa.

2.3.3.- Cálculo de pérdidas de carga en la instalación completa

Una vez conocida la longitud equivalente de la instalación, se determina la pérdida de carga asociada a esa longitud. Para ello se emplea la ya conocida fórmula de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = \frac{8 \cdot f \cdot \rho \cdot L \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot D^5} \quad (2.19)$$

Otra forma de calcularla es utilizando tablas que ya incorporan los cálculos que se derivan de esta ecuación. La tabla siguiente calcula la pérdida de carga (en lb/pulg²) para tuberías de diversos diámetros, siendo éstas de una longitud de 100 pies, para aire suministrado a 100 psi (690 kPa, o también 6.9 bar) y 16°C [40].

Pie cúbico de aire libre a 60°F, y 14.6 psia	Tamaño de la tubería (NPS)									
	½	¾	1	1 ¼	1½	2	2 ½	3	4	5
1	.007									
2	.014									
3	.031									
4	.055	.012								
5	.086	.019								
6	.124	.028								
8	.220	.050	.013							
10	.345	.078	.021							
15	.775	.175	.046	.011						
20	1.375	.311	.082	.020						
25	1.153	.486	.128	.031	.014					
30	3.101	.700	.185	.045	.020					
40	5.512	1.244	.328	.079	.035					
50	8.613	1.943	.513	.124	.055	.015				
60	12.402	2.799	.739	.179	.079	.021				
70		3.809	1.006	.243	.107	.029	.012			
80		4.975	1.314	.318	.140	.038	.016			
90		6.297	1.663	.402	.177	.048	.020			
100		7.774	2.053	.497	.219	.060	.025			
125		12.147	3.207	.776	.342	.093	.038	.012		
150			4.619	1.118	.492	.134	.055	.018		
175			6.287	1.522	.670	.183	.075	.024		
200			8.211	1.987	.875	.239	.098	.031		
250			12.830	3.105	1.367	.373	.153	.049	.011	
300				4.471	1.968	.537	.221	.071	.016	
350				6.086	2.678	.731	.301	.096	.022	
400				7.949	3.498	.955	.393	.125	.029	
450				10.061	4.428	1.209	.497	.159	.036	.011
500				12.421	5.466	1.493	.614	.196	.045	.014
550					6.614	1.806	.743	.237	.054	.016
600					7.871	2.150	.884	.282	.064	.020

Tabla 2. 8 - Caída de presión de aire [lib/pulg²] (por cada 100 pies de tubería a P=100 lib/pulg²) [41].

Es práctica habitual permitir que el 10% de la presión a la cual trabaje el sistema se emplee en hacer frente a las pérdidas (el resto es la energía que se descargará en los orificios de trabajo). Así, para un sistema que trabaje a 7 bar, es normal fijar un valor de pérdidas máximo de 0.7 bar a lo largo de las conducciones. Otro criterio que se emplea es el de fijar un máximo de 6 a 10 m/s de velocidad de aire comprimido por las tuberías.

Por último, para los puntos finales de consumo, se pueden emplear los siguientes valores como característicos:

- Filtros en puntos finales de consumo: 0.5 a 2 psi de pérdidas.
- Conexiones rápidas: 4 psi de pérdidas.
- Tubo de drenaje: 1 a 2 psi de pérdidas.

2.4.- DIMENSIONAMIENTO DEL COMPRESOR

La selección del tipo de compresor y de su capacidad son parámetros críticos en el diseño de una instalación de aire comprimido. Una acertada elección supone un gran ahorro energético durante el funcionamiento normal de la instalación.

Para elegir correctamente el tipo de compresor más apropiado, es preciso conocer el consumo total de aire comprimido, que es aquel que resulta de sumar el consumo de todos los equipos neumáticos conectados en la planta, trabajando a pleno rendimiento.

Puesto que todos los elementos neumáticos de una instalación no trabajan generalmente a toda su capacidad al mismo tiempo durante las 24 horas del día, es habitual definir un factor de carga como:

$$\text{Factor de carga} = \frac{\text{Consumo de aire en 24 horas}}{\text{Máximo consumo continuado en 24 horas}} \quad (2.20)$$

Este factor trata de tener en cuenta los consumos intermitentes, para optimizar al máximo los tiempos de arranque del compresor que rellenan los depósitos.

En general, se establecen cinco pasos básicos para fijar correctamente la capacidad del compresor. A saber:

- 1) Estimar el total de consumos de todos los dispositivos que emplean aire.
- 2) Determinar la presión más elevada que requieran estos elementos.
- 3) Revisar los ciclos de trabajo y determinar los factores de carga de los elementos.
- 4) Estimar un valor típico de fugas.
- 5) Fijar las máximas caídas de presión admitidas tanto para los diversos elementos como para las conducciones.

Otras consideraciones que afecten al diseño son las condiciones medioambientales del entorno, la altitud, el mantenimiento que se realizará, etc.

Una vez determinado el consumo necesario y la presión demandada al compresor, se ha de elegir el tipo más adecuado para dicha aplicación. En general la figura 2.13 fija los límites de uso de los diversos compresores presentados en el capítulo primero.

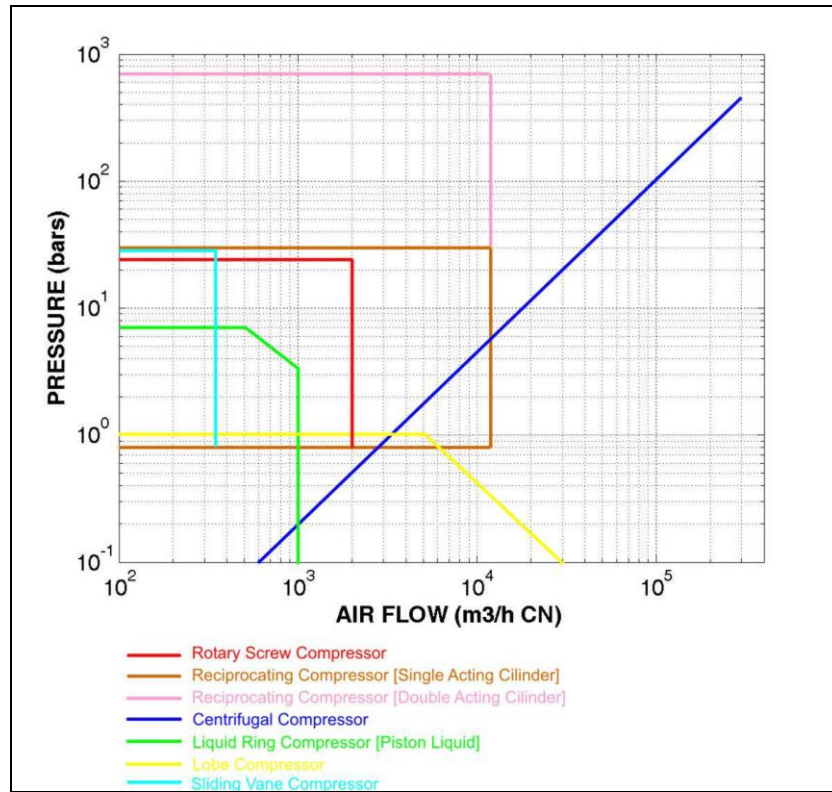


Fig. 2. 9 - Rangos de uso de compresores [42].

Como cálculo final, se puede dar un criterio para seleccionar el compresor mediante la obtención de la potencia requerida. Para ello, se ha de disponer de los caudales de entrada (sección 1) y salida (sección 2). Por tratarse de flujo compresible, dichos caudales no son iguales, por lo que la fórmula de cálculo de la potencia será:

$$W = P_2 \cdot Q_2 - P_1 \cdot Q_1 \quad (2.21)$$

Donde la presión en la salida (P_2) sería el resultado de los cálculos anteriormente expuestos (suma de la presión requerida para realizar un efecto útil más las correspondientes pérdidas de carga) y la presión en la entrada (P_1), que habitualmente será la atmosférica (a menos que el compresor aspire el aire de una sala o depósito a presión). Utilizando las expresiones del flujo compresible, se puede reordenar y obtener:

$$W = P_2 \cdot Q_2 - P_1 \cdot Q_1 = P_2 \cdot Q_2 \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (2.22)$$

Expresión en la que la única variable no definida es γ , es decir, el coeficiente de expansión adiabático, que para el aire tiene un valor $\gamma = 1.4$. Este valor calculado de potencia media serviría para seleccionar el correspondiente equipo en un catálogo.

Existen otras formas de dimensionado y, en general, la decisión se deja al proveedor.

2.4.1.- Grupo compresor

Además del dimensionado del compresor, es necesario elegir el resto de componentes que se encuentran en la sala de máquinas y dimensionarlos también (ver figura 2.8), aunque generalmente es el fabricante el encargado de facilitar toda la instalación necesaria. Vemos en el siguiente esquema los elementos necesarios en la sala de compresores.

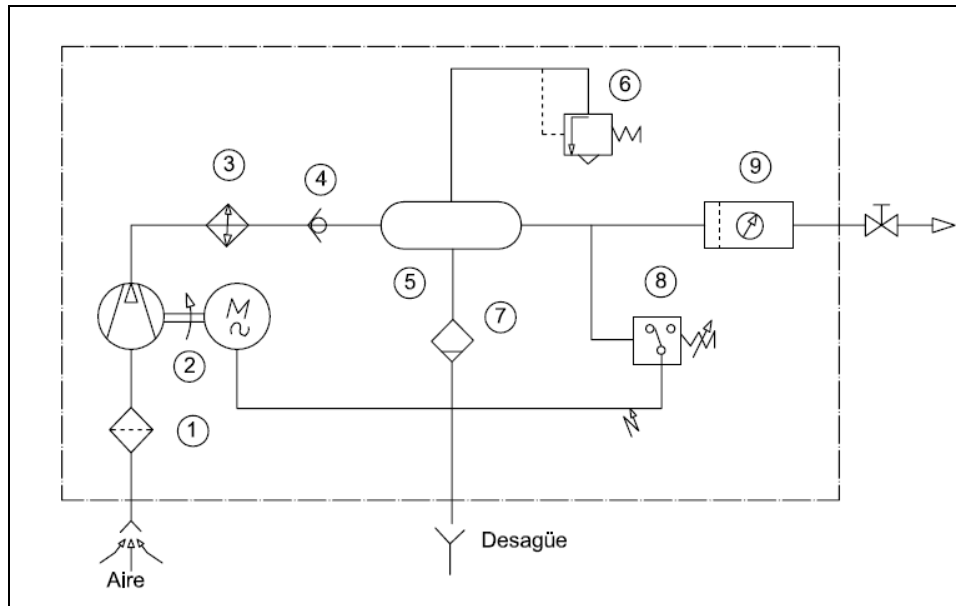


Fig. 2. 10 - Grupo compresor.

El grupo compresor de aire está formado por:

1. Filtro de aire aspirado.
2. Grupo motocompresor.
3. Refrigerador.
4. Válvula antirretorno.
5. Acumulador de aire, depósito.
6. Válvula de seguridad. Limitador de presión.
7. Purgador manual.
8. Presostato. Al alcanzar el depósito la presión máxima, manda una señal de paro al motor.
9. Conjunto de: filtro – manómetro – regulador – engrasador.

2.5.- DIMENSIONAMIENTO DEL DEPÓSITO

El depósito sirve para estabilizar el suministro de aire comprimido. Compensa las fluctuaciones de presión en la red a medida que se consume aire comprimido.

Normalmente suele ir integrado dentro del compresor, como una parte más de la unidad que proporciona aire comprimido. De hecho, los compresores suelen trabajar de forma discontinua, arrancando cuando la cantidad de aire que queda almacenada en el compresor es baja. Además, el depósito sirve para amortiguar las fluctuaciones de caudal que vienen del compresor y evitar que se transmitan a los puntos de consumo.

Por tanto, el compresor se regula para que arranque, pare e introduzca el aire a presión en el depósito, tratando de espaciar al máximo sus ciclos de trabajo. Como norma general se acepta que los compresores alternativos trabajen durante unas 10 veces a la hora, con un máximo de funcionamiento del 70%. Por el contrario, compresores centrífugos, de husillo y de paletas deslizantes, pueden trabajar el 100% del tiempo.

Es importante tener en cuenta que el tamaño del depósito también influye en el acondicionamiento del aire, ya que gracias a la superficie de éste, el aire además se refrigera adicionalmente. Además, en el acumulador también se desprende directamente una parte de la humedad del aire en forma de agua, aparte de lo explicado anteriormente por el hecho de la compresión y la saturación del aire.

El tamaño del acumulador puede determinarse mediante la siguiente ecuación:

$$V = \frac{C \cdot T \cdot P_{atm}}{\Delta P} \quad (2.23)$$

Donde C es el consumo de aire en Condiciones Normales, expresado en metros cúbicos por minuto. T es el tiempo requerido para el llenado del depósito y ΔP ($P_{max}-P_{min}$) es variación entre la presión máxima y mínima en dicho depósito.

Resulta más cómodo utilizar el diagrama de la figura 2.11. Para calcular el volumen del depósito, hay que tener en cuenta los siguientes factores:

- El compresor funciona de manera intermitente (frecuencia de conmutación: número de veces por hora que el compresor permanece activo)
- El caudal necesario a suministrar a la red.
- La diferencia de presión máxima dentro del depósito

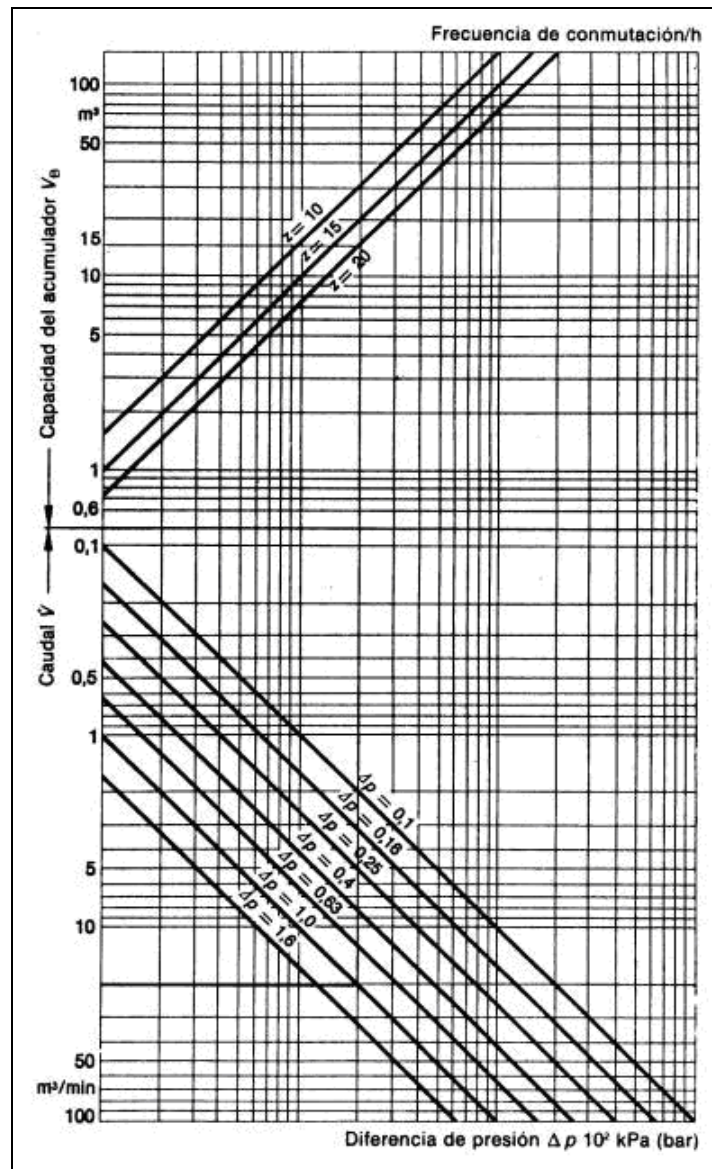


Fig. 2. 11 - Diagrama para el cálculo de depósitos [43].

A modo de ejemplo, para una instalación en la que el caudal requerido sea de $20 \text{ m}^3/\text{min}$, la frecuencia de conmutación del compresor sea de 20 h^{-1} y la diferencia de presión sea de 1 bar (100 KPa), obtendríamos lo siguiente: Entrando en la gráfica por el eje de ordenadas ($20 \text{ m}^3/\text{min}$), nos movemos horizontalmente hasta cortar con la línea correspondiente a la caída de presión (1bar). Una vez ahí, subimos verticalmente hasta la línea correspondiente a la frecuencia de conmutación (20 h^{-1}), y después horizontalmente hallamos la capacidad del depósito de nuevo en el eje de ordenadas, con lo que el volumen para el depósito resulta ser de 15 m^3 .

Por otra parte, para el dimensionado de las paredes del depósito, recurriríamos a los conceptos de la elasticidad y resistencia de materiales: planteando el equilibrio de fuerzas en una sección del depósito y en las tapas (parte superior e inferior del cilindro), obteniendo el espesor de dicho depósito. No me extenderé más aquí ya que esto se escapa del contenido del proyecto.

2.6.- CÁLCULO DE VÁLVULAS

2.6.1.- Caudal a través de válvulas

La característica de caudal de una válvula se suele indicar por algún tipo de factor de caudal como “C”, “b”, “C_v” o “K_v”. El valor más preciso para determinar esta característica es el valor “C” (conductancia) y “b” (relación crítica de presiones). Estas se determinan por ensayo (según CETOP RP50P). Para un rango de presiones de alimentación, P₂ se contrasta con el caudal hasta alcanzar su máximo. El resultado es un conjunto de curvas mostrando la característica de caudal de la válvula. De ellas se determina la relación crítica de presiones “b” (P₂/P₁, para velocidad sónica). La conductancia “C” representa el caudal.

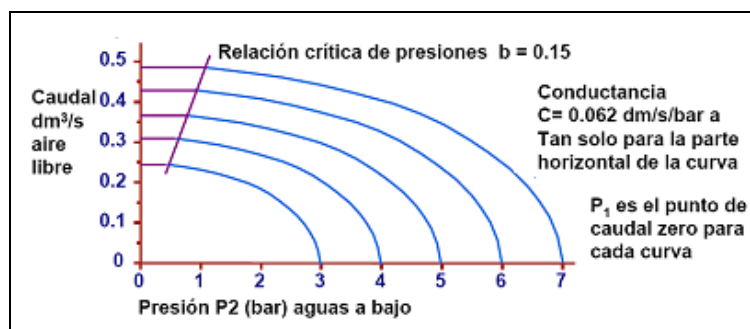


Fig. 2. 12 - Curvas de caudal de una válvula [44].

Si no se dispone del conjunto de curvas características, pero se conocen C y P₂/P₁, el valor del caudal para cualquier caída de presión se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

$$Q = C \cdot P_1 \sqrt{1 - \left(\frac{P_2/P_1 - b}{1 - b} \right)^2}$$

Donde:

- P₁ = presión aguas arriba bar
- P₂ = presión aguas abajo bar
- C = conductancia dm³/s/bar
- b = relación crítica de presiones
- Q = caudal dm³/s

(2.24)

El coeficiente de caudal C_v es un factor calculado a partir del caudal de agua que circula a través de un componente neumático con una pérdida de presión de 1 p.s.i.

$$C_v = \frac{Q}{114,5 \sqrt{\frac{\Delta P \cdot (P_2 + P_a)}{T_1}}}$$

Siendo:

- Q= caudal en NI/min
- AP= caída de presión en bar
- P₁= presión de entrada en bar
- P₂= presión de salida en bar
- T= temperatura abs. (273° + C).

(2.25)

El coeficiente de caudal K_v es un factor calculado a partir del caudal de agua que circula a través de un componente neumático con una pérdida de presión de 1 bar.

$$K_v = \frac{V_n}{504} \sqrt{\frac{G_n \cdot T_1}{P_2 \cdot \Delta P}}$$

Donde:

(2.26)

- V_n = caudal en NI/min
- ΔP = caída de presión en bar
- G_n = gravedad específica (1 para el aire)
- P_2 = presión de salida en bar
- T_1 = temperatura abs. ($273^\circ + C$).

Para la elección de las válvulas deben conocerse:

- Volumen y velocidad del cilindro
- Cantidad de conmutaciones exigidas
- Caída de presión admisible

Es indispensable, pues, marcar las válvulas neumáticas con su caudal nominal V_N . En el cálculo de los valores de paso deben tenerse en cuenta diversos factores. Estos son:

- p_1 = Presión en la entrada de la válvula (kPa/bar)
- p_2 = Presión en la salida de la válvula (kPa/bar)
- Δp = Presión diferencial ($p_1 - p_2$) (kPa/bar)
- T_1 = Temperatura (K)
- V_n = Caudal nominal (l/min)

En la medición, el aire fluye a través de la válvula en un solo sentido. Se conoce la presión de entrada y puede medirse la de salida. La diferencia entre estos dos valores es igual a la presión diferencial Δp . Con un caudalímetro se mide la cantidad de aire que pasa a través de la válvula.

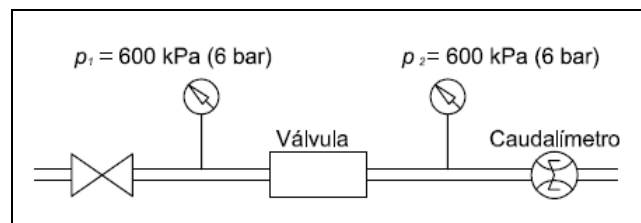


Fig. 2. 13 - Circuito de ejemplo.

El valor V_N (caudal de aire) es un valor de calibración, referido a una presión de 600 kPa (6 bar), una caída de presión $\Delta p = 100 \text{ kPa}$ (1 bar) y una temperatura de 293 K (20°C). Si se trabaja con otras presiones, caídas y temperaturas, hay que calcular con este valor [45].

Los datos pueden tomarse del nomograma de la figura 2.14. Veamos un ejemplo de su uso.

Aplicación del nomograma para el cálculo del caudal

Paso 1: Uniendo los ejes A y C por los valores indicados, se obtiene en el eje B un punto de intersección, necesario para determinar el caudal V_N .

Paso 2: Unir el valor $Z = 1$ en el eje B y el valor correspondiente V_N sobre el eje D.

Paso 3: Trazar un paralela a esta línea por el punto antes determinado sobre el eje B. Se obtiene sobre el eje D el valor V_N .

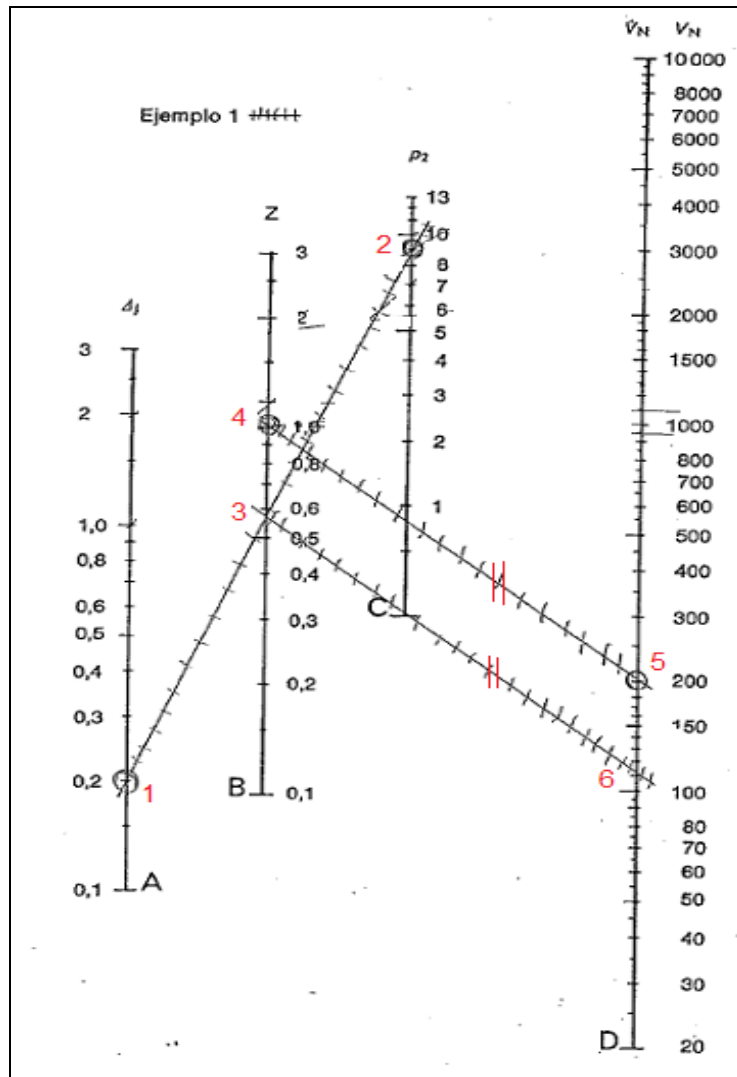


Fig. 2. 14 - Diagrama para la determinación del caudal en válvulas [46].

Ejemplo 1: Datos: $p_1 = 800$ kPa (8 bar); $\Delta p = 20$ kPa (0.2bar); $p_2 = 780$ kPa (7,8 bar); $V_N = 200$ l/min. Se busca el caudal V_N .

Solución: Unir $\Delta p = 20$ kPa (0.2bar) sobre el eje A y 880 kPa (8.8 bar) sobre el eje C (aquí debe anotarse siempre la presión absoluta). Unir luego el valor $Z = 1$ sobre el eje B con el 200 del eje D. Trazar una paralela a esta línea por el punto 0,55 en el eje B. En el eje D podrá leerse entonces un valor de unos 1101, aprox.

2.6.2.- Caudal en unidades de mantenimiento

Todos los aparatos poseen una resistencia interior, por lo que se produce una caída de presión hasta que el aire llega a la salida. Esta caída de presión depende del caudal de paso y de la presión de alimentación correspondiente. En el diagrama están representadas varias curvas para una unidad de mantenimiento, por ejemplo, para presiones de entrada p_1 en la unidad de 100 kPa (1 bar), 200 kPa (2 bar), 400 kPa (4 bar) y 600 kPa (6 bar).

En la abscisa está indicada la pérdida de presión Δp . Esta es la diferencia entre la presión reinante en el regulador de presión (p_1) y la presión a la salida de la unidad (p_2). La pérdida máxima de presión Δp puede corresponder por tanto a la presión p_2 . En este caso, la resistencia después de la unidad ha disminuido hasta el valor cero y, por tanto, se dispone del caudal máximo de flujo.

El flujo con $p_1 = 600$ kPa (6 bar) y $\Delta p = 50$ kPa (0,5 bar) [$p_2 = 550$ kPa (5,5 bar)] es de un caudal de 1,8 m³/h, aproximadamente.

La unidad de mantenimiento debe elegirse cuidadosamente según el consumo de la instalación. Si no se pospone un depósito, hay que considerar el consumo máximo por unidad de tiempo.

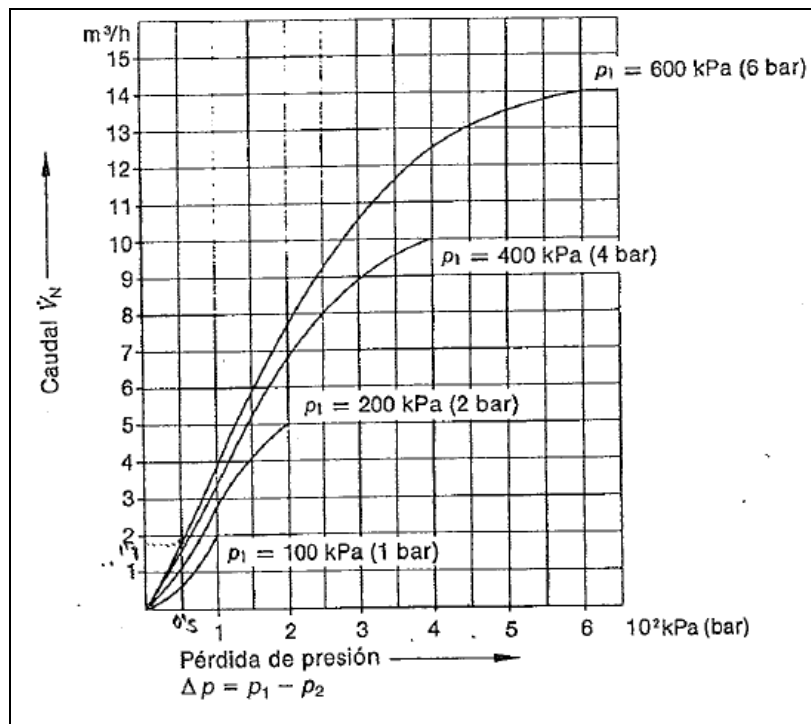


Fig. 2. 15 - Unidad de mantenimiento de R 1/4" [47].

2.7.- DISEÑO DE CIRCUITOS

Después de la descripción (capítulo 1) y dimensionado (capítulo 2, apartados 2.2 a 2.7) de componentes, pasaremos ahora a ver cómo llevar a cabo el diseño de circuitos con uno de los métodos más sencillos (en el apartado 4.3 veremos otros métodos con un ejemplo explicativo), explicado mediante un ejemplo.

El trabajo de diseño comienza siempre con un análisis de los movimientos a realizar, por medio de un diagrama de distancia-tiempo (movimiento-fase). Supongamos, por ejemplo, que vamos a mover una caja con la ayuda de dos cilindros neumáticos desde una cinta transportadora a otra, como vemos en la figura siguiente.

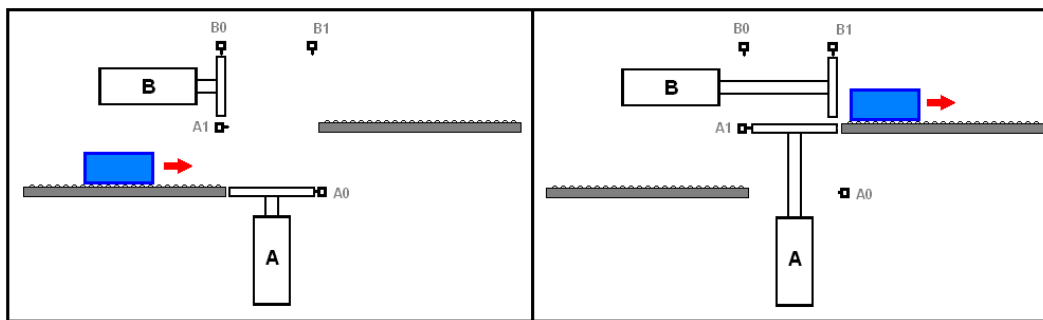


Fig. 2. 16 - Ejemplo 1: Movimiento de una caja mediante sistema de dos cilindros.

El diseño normalmente requiere mucha experiencia, por lo cual se han desarrollado diversos métodos para llegar a la solución. Se puede emplear un método gráfico que elimina los numerosos factores que sólo comprende un diseñador experimentado, para que técnicos con menor experiencia puedan resolver los problemas más complejos. Su mayor ventaja está en que se pueden aplicar a esquemas verdaderamente complejos porque ofrece una buena visión general de las señales y otras condiciones de un circuito.

Dicho método permite hallar una solución por medios gráficos y por etapas.

En el primer subapartado veremos una introducción al diseño y a los diferentes tipos de mando; en el segundo el método gráfico de resolución de circuitos en cascada y en los dos siguientes, configuraciones y aplicaciones habituales [48].

2.7.1.- Introducción al Diseño

En el concepto de «equipo neumático», quedan comprendidos la totalidad de los elementos neumáticos de mando y de trabajo unidos entre sí por tuberías.

- Elementos de mando = Procesadores de la información.
- Elementos de trabajo = Transformadores de la energía.

En un equipo, una magnitud es influida por otra; por tanto, en un sistema abierto, se va recorriendo una línea de acción, llamada cadena de mando. El circuito de regulación tiene esta línea de acción cerrada sobre sí misma.

Debido a las subordinaciones existentes en un equipo neumático grande, éste se divide en elementos de información (control o mando, constituidos por los órganos emisores de señales y órganos de mando) y en elementos de trabajo (el órgano regulador y el de trabajo). En grandes equipos de mando, el elemento de información puede trabajar con bajas presiones, es decir, energía de mando reducida en el elemento de trabajo; esta es amplificada hasta la energía de trabajo. La amplificación tiene lugar en el órgano regulador, en el que un impulso positivo de baja presión controla la energía de trabajo.

En equipos pequeños y sencillos no es rentable el gasto de dos redes de aire comprimido con distintas presiones, teniéndose sólo una red de aire comprimido y rebajándose la presión mediante válvulas reductoras de presión. Para el elemento de información debe justificarse el valor de la válvula reductora de presión que se incorpora.

1) Indicaciones generales para el diseño. Configuraciones básicas

El diseño de un equipo supone el conocimiento de las posibilidades de combinación de órgano regulador y órgano motriz. Es importante saber con qué válvulas de vías pueden mandarse los distintos cilindros o motores de aire comprimido. En los ejemplos el cilindro suple todos los accionamientos lineales en la Neumática, en tanto que el motor de aire comprimido suple todos los accionamientos giratorios.

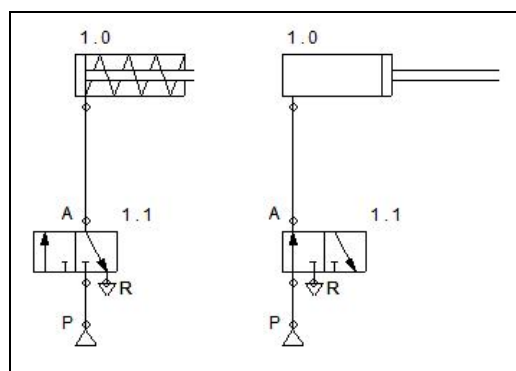


Fig. 2. 17 - Mando más simple para cilindro de simple efecto.

Los ejemplos de las figuras 2.17 hasta la 2.19 representan mandos de cilindros de simple efecto o bien de motores de aire comprimido con un sentido de giro. Es posible la regulación de la velocidad del émbolo de un cilindro de simple efecto a una velocidad lenta mediante una válvula anti retorno con estrangulamiento o bien con una válvula reguladora de caudal (fig. 2.25).

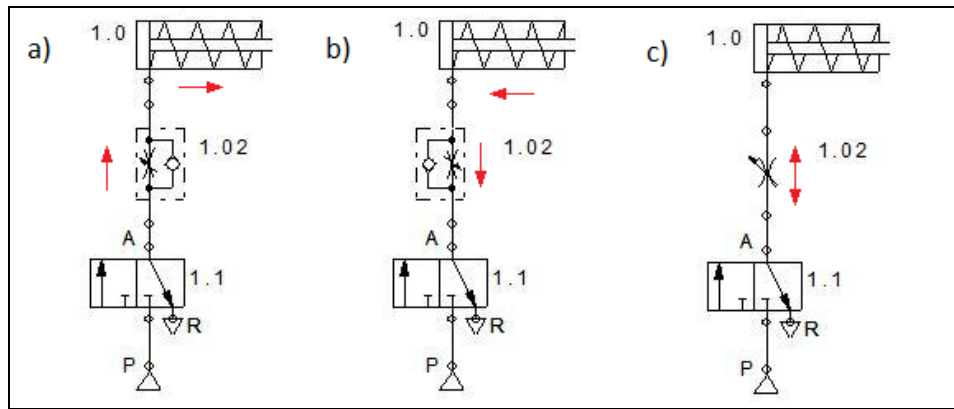


Fig. 2.18 - Diferentes sistemas de estrangulación.

Regulación de la velocidad del pistón de un cilindro de simple efecto: a) Estrangulación en la alimentación; b) Estrangulación en el escape; c) Estrangulación en los dos sentidos.

En la figura siguiente vemos diferentes formas de gobierno de un cilindro de simple efecto y un motor neumático de un solo sentido.

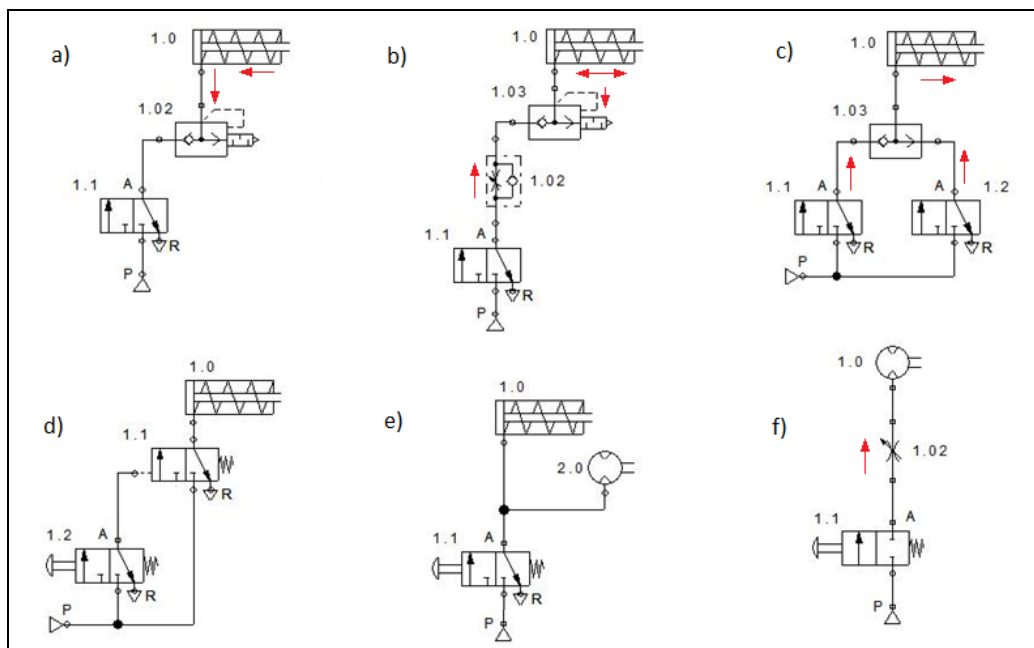


Fig. 2.19 - Diferentes mandos de cilindros de simple efecto.

- a) *Regulación de la velocidad del pistón de un cilindro de simple efecto, aumentándola en el retroceso con una válvula de escape rápido.*
- b) *Regulación de la velocidad del pistón de un cilindro de s.e., reduciéndola en el avance por estrangulación y aumentándola en el retorno con una válvula de escape rápido.*
- c) *Mando del avance de un cilindro de s.e. desde dos puntos sobre una válvula selectora.*
- d) *Mando indirecto de un cilindro de s.e. de gran tamaño.*
- e) *Con una válvula 3/2 puede ser mandado un cilindro de s.e. o un motor neumático con un sentido de circulación (marcha a derechas o a izquierdas).*
- f) *Regulación del número de revoluciones de un motor neumático con un sentido de circulación por medio de una válvula estranguladora.*

De acuerdo con las figuras 2.17 a 2.19, el mando de un motor de aire comprimido es sólo posible con los ejemplos representados de la 2.20c a 2.20f. Los restantes ejemplos sólo son válidos para cilindros de simple efecto (en general).

En la figura siguiente vemos las diferentes modalidades de mando para cilindros de doble efecto, con diferentes posibilidades de regulación.

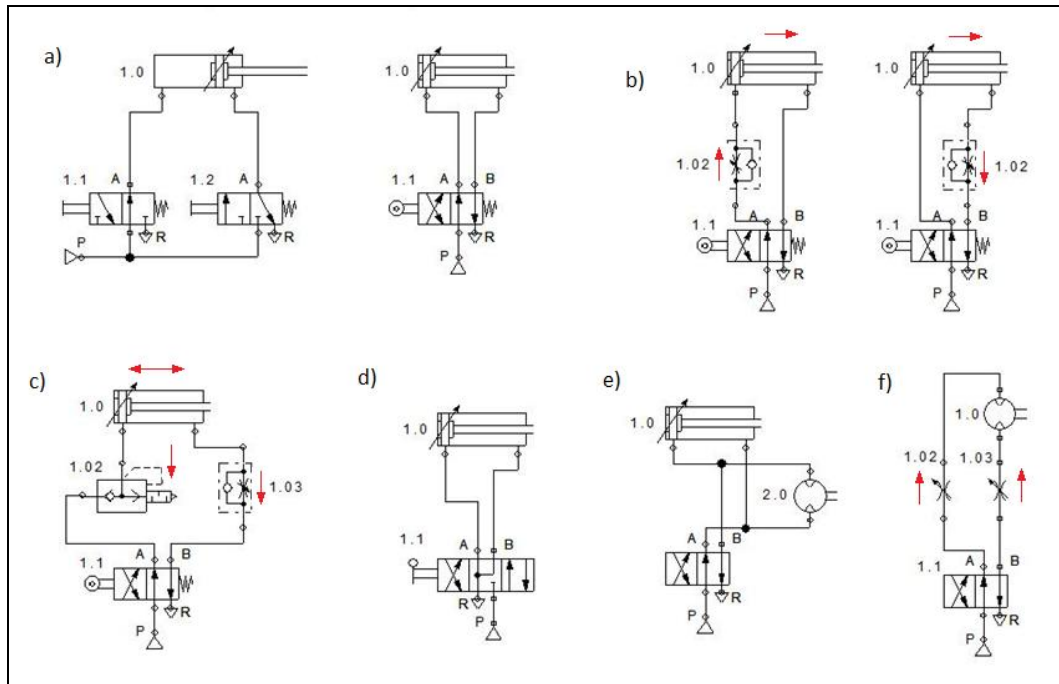


Fig. 2. 20 - Diferentes mandos de cilindros de doble efecto.

- a) Mando de un cilindro de doble efecto con dos válvulas 3/2 y una 4/2. En el mando con dos válvulas 3/2 son posibles cuatro posiciones de maniobra, con una válvula 4/2 sólo hay dos.
- b) Regulación de la velocidad del pistón de un cilindro doble efecto; Para actuar en los dos sentidos, es posible disponer de dos válvulas anti retorno con estrangulación actuando en el escape.
- c) Regulación de la velocidad del pistón de un cilindro doble efecto; con reducción en el avance por válvula anti retorno a estrangulación y con aumento en el retroceso por válvula de escape rápido.
- d) Mando de un cilindro de doble efecto sobre una válvula 4/3. En la posición central de la válvula están purgadas las dos líneas del cilindro y el pistón se mueve libremente.
- e) Con una válvula 4/2 puede ser mandado un cilindro de doble efecto o un motor neumático con dos sentidos de circulación (marcha a derecha o izquierda).
- f) Regulación del número de revoluciones de un motor neumático con dos sentidos de circulación sobre válvulas de estrangulación para marcha a derecha y a izquierda.

Las figuras 2.20e y 2.20f muestran dos mandos de motores con dos sentidos de circulación. La inversión del giro se realiza mediante la válvula de vías, siendo posible la regulación del número de revoluciones mediante válvulas de estrangulación. También podemos controlar un cilindro de doble efecto mediante válvulas de 5 vías, siendo equivalente a las de 4 (de hecho, son mucho más comunes).

2) Operaciones lógicas

Todo sistema de mando debe estar estructurado de modo tal que la información impartida en la entrada recorra de manera consecutiva la cadena de mando y relacione entre sí cada elemento de la cadena. El recorrido de la información es lógico cuando una acción o causa provoca la reacción o efecto de la acción.

Los grandes equipos de mando neumáticos están formados a base de varias cadenas de mando, que también deben estar unidas entre sí, lógicamente.

La parte de información de todo mando neumático contiene todos los elementos necesarios para la recogida y el proceso de la información, siendo al mismo tiempo la parte de lógica (fig. 2.28).

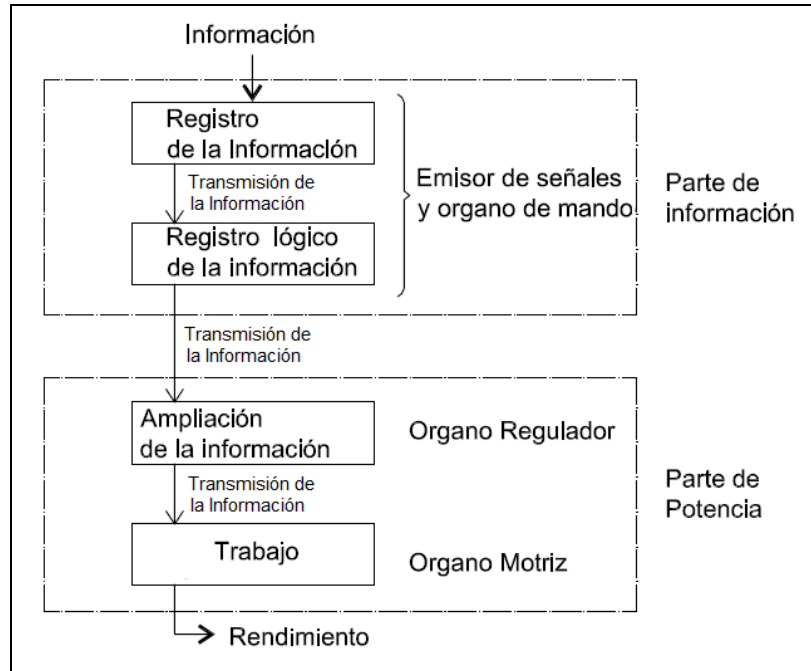


Fig. 2. 21 - División de un mando neumático: Parte de información y de potencia.

Puesto que sólo se requiere el total de la potencia al final de la cadena en el órgano motriz, la parte de información puede trabajar con una energía mínima, es decir, usar diámetros nominales menores y presiones bajas. Esto condujo a la miniaturización de los órganos emisores de señales y de control y al desarrollo de los elementos fluídicos, que hacen posibles funciones lógicas. Por el momento, el empleo de estos últimos está limitado a grandes y complejos equipos de mando.

Las válvulas neumáticas también son aptas para la construcción de circuitos lógicos debido a que facilitan señales de salida en función de las de entrada. A diferencia de las anteriores, las señales analógicas pueden tomar cualquier valor intermedio dentro de un determinado margen. Por ejemplo, en Neumática una señal analógica es la variación de la presión en el interior de un órgano, para una regulación.

Los equipos de mando trabajan normalmente sólo con señales discretas. Mediante un circuito adecuado es posible la conversión de señales analógicas en digitales y viceversa.

Funciones básicas

Los trabajos realizados por Boole y después Shannon constituyen los fundamentos de las relaciones lógicas. El álgebra de Boole sólo opera con dos números (valores), el 0 y el 1, a diferencia del álgebra general, que opera con infinitos. En base a esto, pueden calcularse analíticamente las funciones lógicas para luego utilizarlas en el equipo neumático de mando. Las funciones básicas de este álgebra son las funciones Y, O y NO.

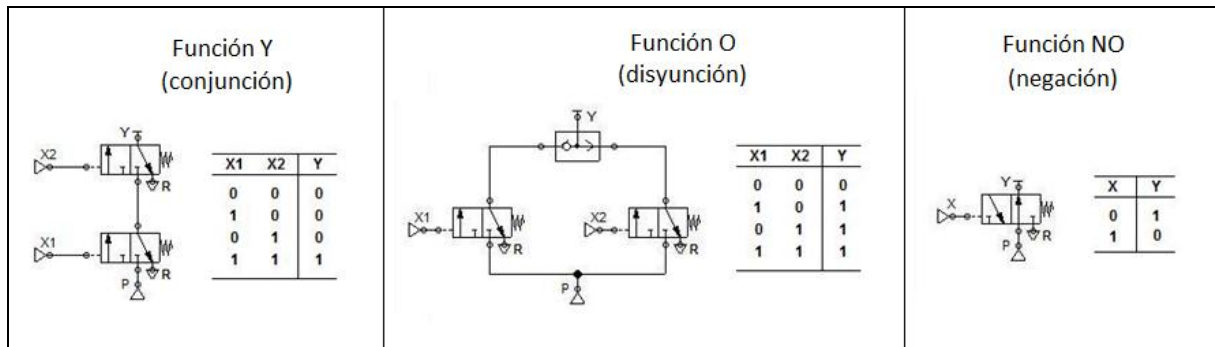


Fig. 2. 22 - Funciones neumáticas Y, O y NO.
Con sus tablas de la función respectivas (Tablas de verdad)

La función Y produce una señal de salida y cuando están presentes todas las señales de entrada A (p. ej. X1 y X2). Si falta una de las señales de entrada A, no se produce ninguna señal de salida (Fíg. 2.22a). Esta función Y, también llamada conjunción, puede realizarse en un equipo neumático mediante la conexión en serie de dos válvulas de 3/2 vías o con una válvula de simultaneidad (solo para 2 entradas)

Función Y (conjunción): $x_1 \wedge x_2 = y$ $x_1 \wedge x_2 \dots \wedge x_n = y$ (2.27)

En la función O, se tiene una señal de salida y, si en la entrada está presente al menos una de las posibles señales de entrada x (fig. 2.22b). La función O, también conocida como disyunción, puede ampliarse a n elementos. Se realiza sencillamente con válvulas selectoras.

Función O (disyunción): $x_1 \vee x_2 = y \iff x_1 \vee x_2 \dots \vee x_n = y$ (2.28)

En la función NO (inversión), la señal de salida y está presente, cuando no están presentes ninguna de las señales de entrada x (fig. 2.22c). Esta función puede realizarse con una válvula de 3/2 vías normalmente abierta. Si no se halla presente ninguna señal de entrada x (ningún accionamiento de la válvula), existe la señal de salida y , el aire comprimido fluye a través de la válvula. La función NO se designa también como negación.

Función NO (negación/inversión): $\bar{x} = y$ (2.29)

(El signo - sobre la señal indica la negación o inversión).

Funciones Complementarias

Un equipo de mando debe tener en cuenta los componentes reguladores del tiempo, además de las funciones de maniobra que se desarrollan cronológicamente por su construcción. La regulación del tiempo tiene lugar con la colaboración de los retardadores (temporizadores) y de las memorias. El comportamiento dependiente del tiempo o la función temporal puede realizarse en los mandos neumáticos, dentro de determinados límites con las válvulas retardadoras (véase el apartado 4.1.2), con las que pueden realizarse varias formas de retardos, entre ellas:

1. Con una señal x dada, aparece retardada la señal (fig. 2.23a).
2. Con una señal x dada, la señal y desaparece con retardo (fig. 2.23b).

La función temporal depende de la estrangulación y del volumen del almacenamiento, determinando el tiempo / por estos dos valores.

$$\text{Funciones dependientes del tiempo: } x = y f \text{ } \overline{\text{ }}; x = \overline{y} f \text{ } \overline{\text{ }} \quad (2.30)$$

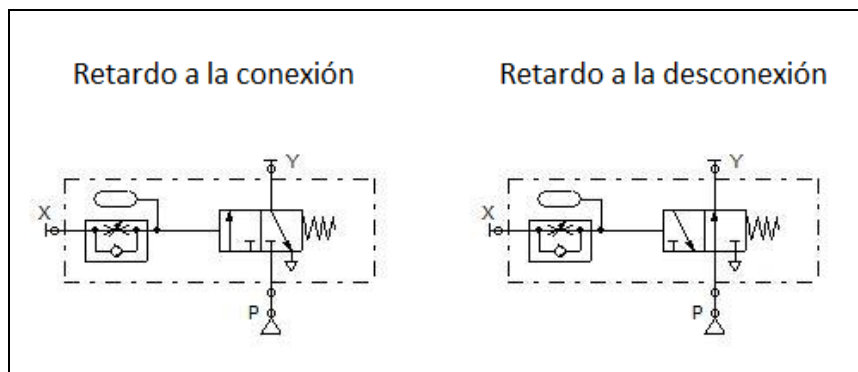


Fig. 2. 23 - Retardos neumáticos (función dependiente del tiempo).

Un circuito independiente del tiempo se consigue con una memoria, pero a su vez su comportamiento depende de una función temporal. La función memoria se comporta como una función temporal independiente. La posición de maniobra correspondiente es mantenida hasta que aparece un impulso contrario. La función memoria, en los equipos neumáticos, es posible con válvulas de 3/2 o de 4/2 vías.

$$\begin{array}{l} \text{Función memoria} \\ \text{(FLIP-FLOP) dependiente} \\ \text{del tiempo} \end{array} \left\{ \begin{array}{l} \text{Con válvula 3/2} \quad x_1 \wedge \overline{x_2} = y / \overline{x_1} \wedge x_2 = y \\ \text{Con válvula 4/2} \quad x_1 \wedge \overline{x_2} = y_1 / \overline{x_1} \wedge x_2 = y_2 \end{array} \right. \quad (2.31)$$

Debe hacerse notar que en los equipos neumáticos de mando se emplean muy pocas válvulas de impulsos de 3/2 vías, pudiendo realizarse con una válvula de impulsos de 4/2 cerrando uno de las líneas de utilización (A o B).

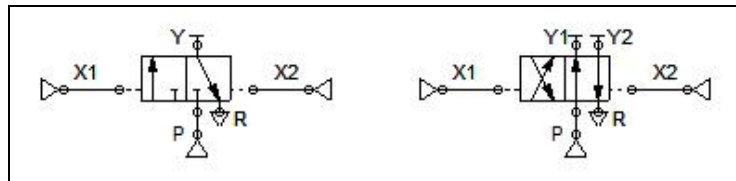


Fig. 2. 24 - Función de memoria.

La función NO o inversión puede combinarse con la función Y o con la O en dos nuevas funciones, para obtener dos combinaciones lógicas nuevas.

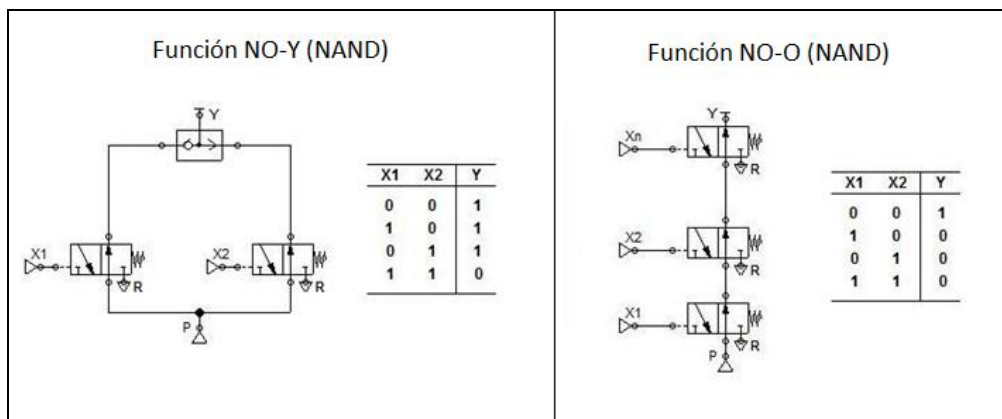


Fig. 2. 25 - Funciones complementarias.

La función NO-Y (NAND) resulta por inversión de la función Y, caracterizándose porque la señal de salida y está presente cuando falta una o todas las señales de entrada (fig. 2.32a). Esta también puede ampliarse a N elementos; para lo que las válvulas de vías se conectan en paralelo y uniéndose sus salidas entre sí a través de n-1 válvulas selectoras de esta manera producen la señal de salida Y

La función NO-O (NOR) se caracteriza porque la señal de salida Y sólo está presente, cuando ninguna de las señales de entrada X1, X2,... Xn, está presente.

$$\text{Función NO-Y (NAND): } x_1 \wedge x_2 = \overline{y} / \overline{x_1 \wedge x_2 \dots \wedge x_n} = y \quad (2.32)$$

$$\text{Función NO-O (NOR): } x_1 \vee x_2 = \overline{y} / \overline{x_1 \vee x_2} = y \quad (2.33)$$

Las funciones lógicas en los mandos neumáticos se originan frecuentemente de modo intuitivo durante el desarrollo de un esquema neumático. En ocasiones el mando se consigue con elementos normales, lo que prueba la versatilidad de la neumática, pero en los grandes mandos el coste en componentes normales será muy grande y habrá que confiar en componentes fluidicos (se vio una introducción a ellos en el apartado 1.4.2).

3) Realización de Esquemas

La base de todo equipo neumático de mando realizado en la práctica es el plano o esquema, donde está el «contenido» de un equipo neumático de mando. En este plano no se consideran la distribución física real, sino solo la interrelación mutua de los componentes, funciones y magnitudes (diámetros nominales, carrera, potencia,...). Para la correcta realización de un plano deben observarse las normas DIN, VDMA o CETOP y VDI correspondientes (se puede consultar la normativa aplicable en el apartado 5.4)

Símbolos

Representan los componentes neumáticos. En la norma DIN 24300, están contenidos las designaciones y los símbolos, así como las recomendaciones del CETOP (*Comité Européen des Transmissions Oléohydrauliques et Pneumatiques*) del que son miembros las asociaciones para Oleohidráulica y Neumática de casi todos los países europeos (AEF-TOP para España), y por consiguiente un esquema neumático es de comprensión internacional sin otras explicaciones.

Para más información puede consultarse el apartado 5.4 y el anexo de simbología.

Diagramas espacio-tiempo

El primer paso para la resolución de un problema lo constituye la definición de este con la posibilidad técnica de realización; por ejemplo si son necesarios actuadores lineales o rotativos. Las funciones de los órganos motrices deben descomponerse en operaciones individuales en función del tiempo o bien de la secuencia de la máquina, como por ejemplo avance-retroceso, lento-rápida, fase única o funcionamiento continuo, marcha a izquierdas o derechas. De esta manera resulta el diagrama espacio/tiempo para cada órgano motriz necesario.

Este diagrama debe combinarse con los elementos de mando precisos, obteniéndose así el diagrama de movimiento o de funcionamiento. El transcurso del movimiento y los procesos de mando se representan siguiendo la norma VDI 3260 (ver apartado 5.4).

Esquemas

En la norma VDI 3226 se reúnen todas las características que debe presentar un esquema neumático. En esencia se tomará como base el tamaño y la complejidad del mando neumático. Un mando neumático se subdivide en diferentes cadenas de mando que se representarán una al lado de otra en la secuencia del accionamiento si ello es posible.

La sucesión emisor de señal - órgano de mando - elemento de potencia - órgano motriz va de abajo a arriba. Todas las cadenas de mando deben dibujarse desde abajo hacia arriba en el sentido del flujo de energía; en la parte inferior los emisores de señales y en la parte superior los órganos motrices.

Para el formato de los esquemas, la altura preferida es 297 mm (altura DIN A 4), pero puede elegirse cualquier formato normalizado (longitud hasta 1189 mm - DIN AO).

El esquema se confecciona tomando como base el diagrama de funcionamiento, que sirve como base, y se completará más adelante, y deben dibujarse los aparatos en la posición inicial (son posibles excepciones pero siempre haciendo una indicación)

Es conveniente completar el esquema con un plano de situación, limitado a lo esencial, del que puedan deducirse la disposición espacial de los órganos motrices (plano esquemático o croquis espacial).

Con el diagrama de funcionamiento, el esquema, el plano de situación y la lista de aparatos queda definido inequívocamente un equipo neumático de mando, aun cuando sea bastante complejo. La norma indica que no es preciso que estas informaciones vayan en hojas separadas, sino que pueden incluirse en el mismo esquema.

En la práctica se ha desarrollado un esquema conocido como esquema secuencia de operaciones, que contiene todas las informaciones antes citadas; figurando ya en el impreso los apartados para las informaciones.

2.7.2.- Método de diseño de circuitos en cascada

1) Problemática

Es muy frecuente el caso de diseño de circuitos neumáticos con varios actuadores lineales de doble efecto (2, 3 o más) mandados por válvulas 4/2 o 5/2 doblemente pilotadas que deben realizar una determinada secuencia de actuación, dependiendo del proceso a realizar. En estos casos, suele ocurrir que coexistan órdenes (señales de pilotaje) simultáneas y opuestas sobre un mismo distribuidor. Es evidente que en válvulas con secciones y presiones de pilotaje iguales no se puede producir la conmutación al permanecer la corredera en equilibrio.

La solución a este problema puede obtenerse por expertos en el diseño de circuitos que "sabe" lo que va a pasar y lo resuelven con válvulas biestables a modo de unidades de memoria. Pero sin recurrir a la experiencia, existen métodos de diseño que proporcionan la solución a estos problemas. Todos ellos son semejantes y su proceso operativo es similar. A continuación se describe uno de ellos denominado Sistema en cascada [49].

2) Sistema en Cascada: Proceso Operativo

Este sistema para resolver circuitos se basa en la creación de grupos de pilotaje independientes para la alimentación de los pilotajes de distribuidores.

La justificación del uso de estos grupos se basa en dos condiciones:

Este sistema para resolver circuitos se basa en la creación de grupos de pilotaje independientes para la alimentación de los pilotajes de distribuidores.

La justificación del uso de estos grupos se basa en dos condiciones:

El proceso a seguir es el mostrado a continuación y consiste en 5 pasos:

1/5) Determinación de la secuencia

Conocido el proceso que debe realizar nuestro equipo, se determina la secuencia de fases (posición de los cilindros) y el diagrama de órdenes de los sensores (detectores de posición de los cilindros). En el análisis de este último se deberá observar la coincidencia de órdenes contrarias a un mismo distribuidor, motivo por el que debe utilizarse este sistema. Los cilindros se denominan con letras mayúsculas y con exponente + o – dependiendo de si el cilindro comienza su avance o retroceso.

Así, como ejemplo, supongamos un equipo con dos cilindros A y B cuya secuencia debe ser, con carácter cíclico:

$$PM \Rightarrow A^+ \Rightarrow A^- \Rightarrow B^+ \Rightarrow B^- \quad (2.34)$$

Donde PM= puesta en marcha

En el caso de conocer la secuencia, se puede determinar fácilmente la posición de reposo de los actuadores analizando inversamente las fases y observando las últimas que suceden. En nuestro caso, son A- y B-.

2/5) Formación de grupos

Partiendo de la secuencia definida, se agruparán las fases correlativamente de dos en dos o tres en tres, de modo que no haya fases del mismo cilindro en cada grupo:

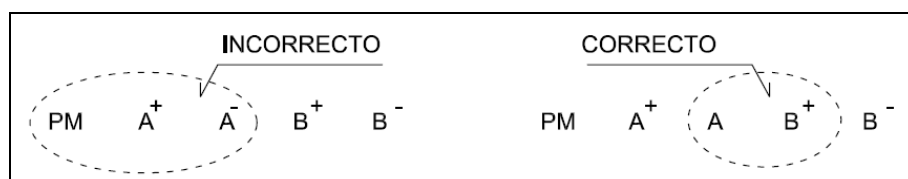


Fig. 2. 26 – Elección de grupos incorrecta y correcta

Se formará el menor número N de grupos posible y se identificarán como GI, Gil, GIII, etc.

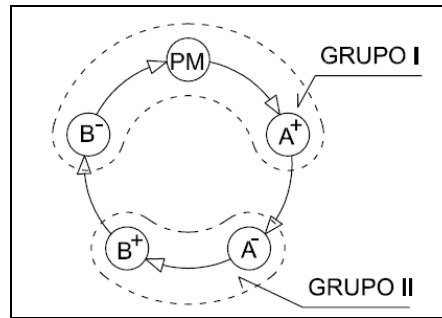


Fig. 2. 27 – Posicionamiento secuencial de grupos.

La puesta en marcha PM se integrará en el grupo que corresponda, teniendo en cuenta que no es fase sino orden. Un grupo puede enlazar el principio y final de la secuencia dado que es un proceso cíclico.

3/5) Generación de líneas de alimentación

Cada grupo constituye físicamente una línea de alimentación de pilotajes de actuadores que contiene, bien directamente o a través de los sensores de órdenes correspondientes.

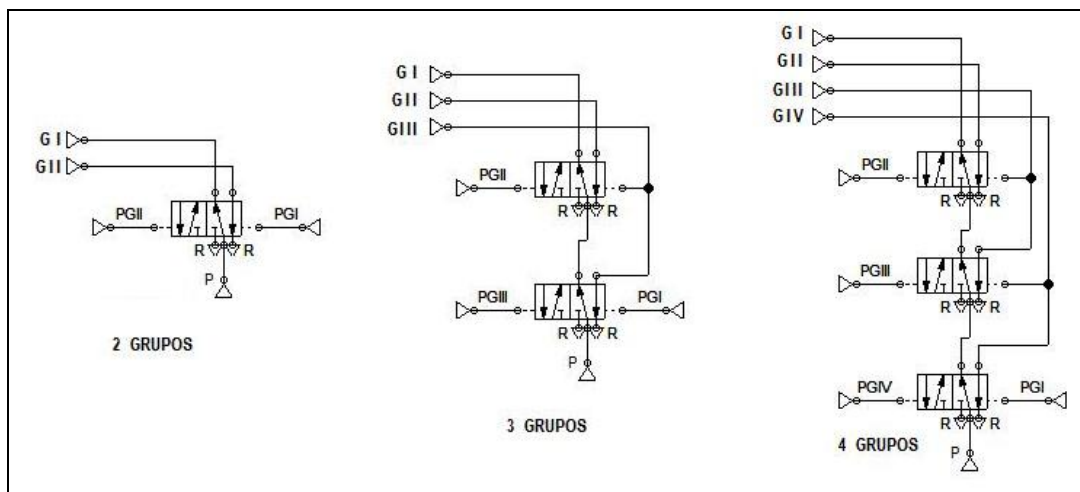


Fig. 2. 28 – Líneas de alimentación según complejidad del circuito.

Solo existirá un grupo en presión y el resto en escape durante el ciclo. Es posible que en el arranque inicial, se produzca un transitorio hasta alcanzar la posición de reposo.

Para conseguir estas líneas se utilizarán N-1 distribuidores auxiliares a modo de memorias, conectados en serie, que controlarán las N líneas de grupos de pilotaje.

Los circuitos que se muestran en la figura anterior permiten generar estas líneas y así evitar los pilotajes simultáneos, objeto de este método.

4/5) Asignación de elementos a líneas

Según se ha indicado, cada línea alimentará a los pilotajes de los actuadores y sensores (finales de carrera) asociados a cada fase que se encuentre en el grupo. Incluyendo los sensores, la secuencia de ejemplo sería:

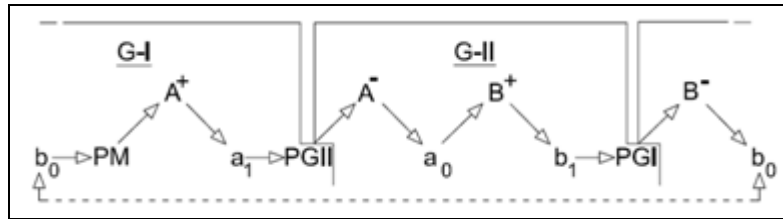


Fig. 2. 29 – Asignación de elementos a líneas (I). Orden de accionamiento

Cada línea alimentará a los elementos según se indica:

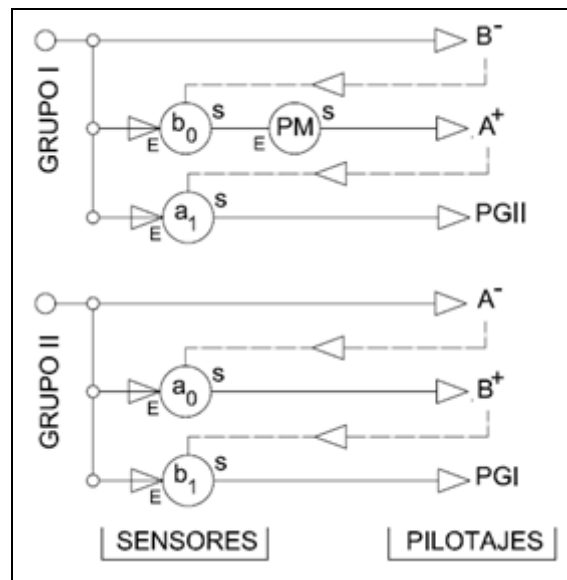


Fig. 2. 30 - Asignación de elementos a líneas (II). Esquema final de accionamiento

Así, quedan deducidas las conexiones físicas a cada línea, denominando como PGI y PGII los pilotajes de la válvula auxiliar.

5/5) Elaboración del circuito

La estructura del circuito debe ser tal que, como ya se explicó al final del capítulo 1, los actuadores figuren en la parte superior, sus válvulas de mando en una segunda línea, los sensores (finales de carrera) en la siguiente zona y las líneas de pilotaje y válvulas auxiliares a continuación.

Se utilizarán como sensores válvulas tipo 3/2 NC, para conseguir poner a escape los pilotajes después de cada conmutación.

Si hay que disponer enclavamientos o cualquier otra condición, se deberán intercalar los sensores correspondientes en los puntos precisos para restringir la fase que se indique.

En el ejemplo citado, el pulsador de marcha impide la primera fase A⁺, El circuito que se muestra a continuación corresponde al ejemplo citado.

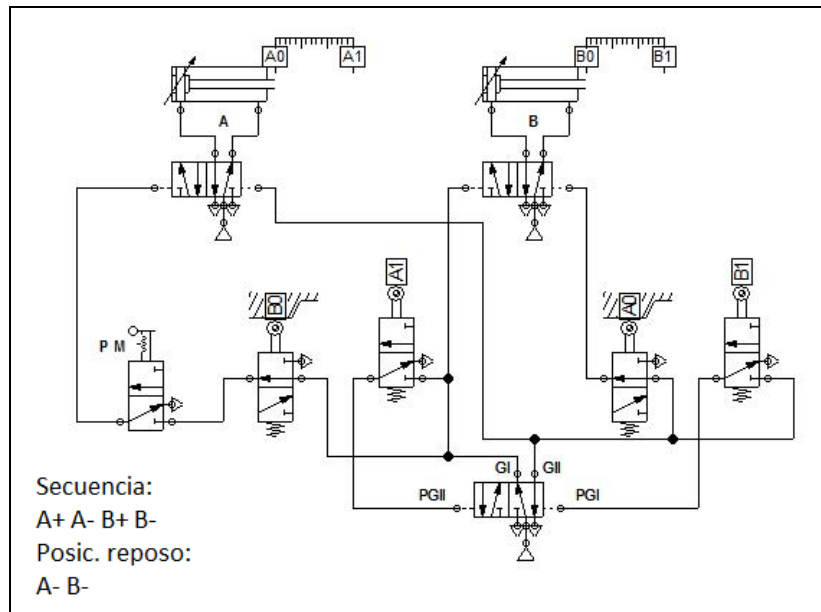


Fig. 2. 31 – Circuito completo. Método en cascada

3) Otro ejemplo: trayectoria rectangular

Veamos el circuito que necesitaríamos para la generación de una trayectoria rectangular (por ejemplo, para su uso en herramientas automáticas de fresado, pintura, corte,...). Este ejemplo tiene como secuencia A+ B+ A- B-. Con este método obtenemos el circuito siguiente (se incluyen diagramas y tablas de estado).

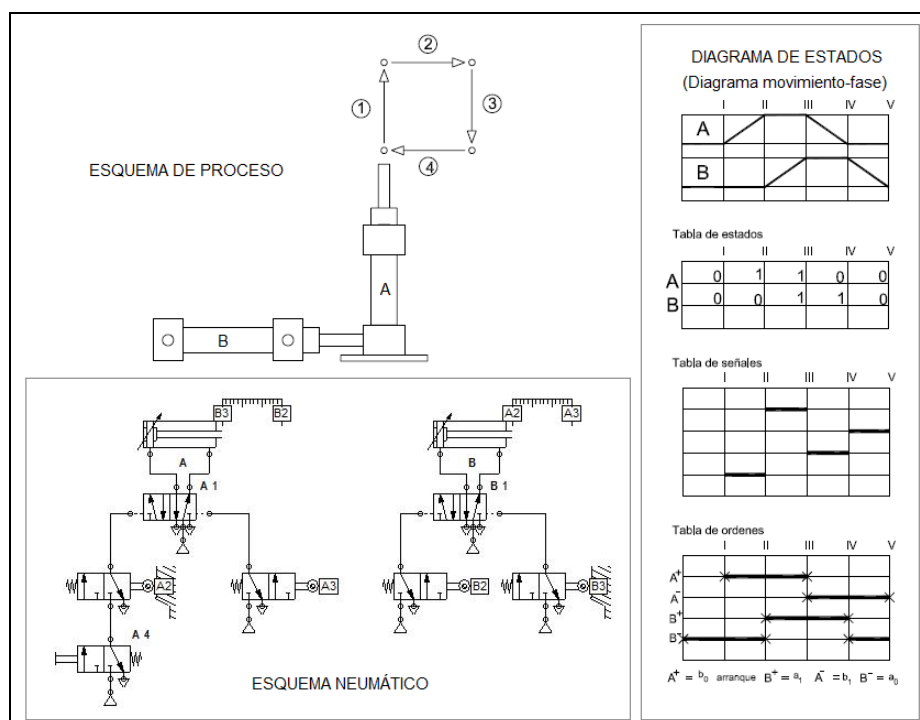


Fig. 2. 32 – Circuito para generación de trayectoria rectangular

Se incluye croquis del sistema, diagramas de estado y circuito neumático resultante

2.7.3.- Aplicaciones

El aire comprimido, por su naturaleza física, impone unos determinados límites de aplicación, que no pueden eludirse. Con la utilización racional de la neumática pueden complementarse de manera eficiente otras técnicas, e incluso ser sustituidas por ésta.

Los órganos motrices de los mandos neumáticos son con preferencia los cilindros, obteniéndose en consecuencia accionamientos lineales. En esto reside uno de los principales argumentos de la neumática, la fácil generación de los movimientos rectilíneos sin órganos intermedios. La utilización del accionamiento neumático lineal está limitada por los requisitos de fuerza, velocidad y longitud de carrera.

La fuerza (esfuerzo de compresión) de un cilindro neumático depende del diámetro del pistón y de la presión del aire de alimentación. Para situarse dentro de los límites económicos, se obtienen los valores reunidos en la figura 2.43, de acuerdo con la cual una aplicación práctica considerando la rentabilidad de la misma está comprendida por debajo de fuerzas de 3000 Kp.

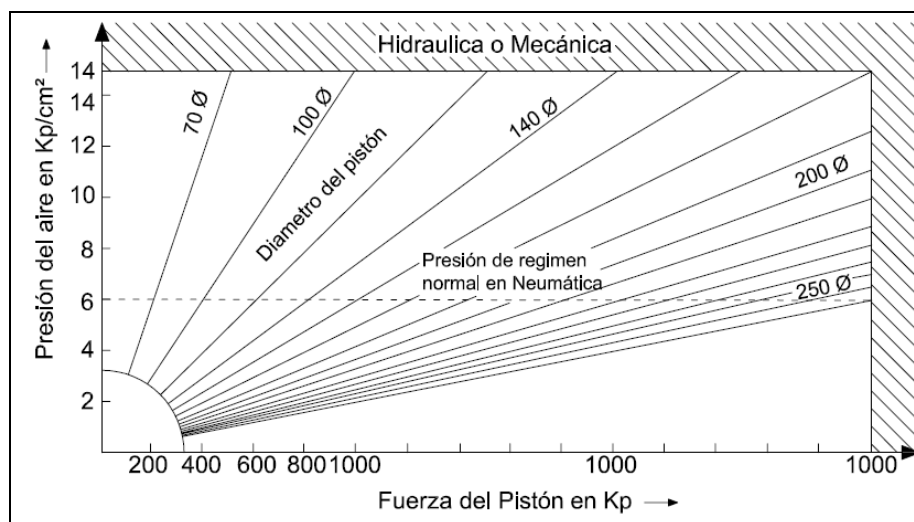


Fig. 2. 33 - Acotación de la aplicación de la neumática [50]

En función de la presión de régimen, del tamaño del cilindro y de la fuerza del pistón necesaria.

Tomando como base de referencia la velocidad, la neumática cumple la exigencia de altas velocidades mejor que otros medios, situándose el campo principal de aplicación entre 2 y 60 m/min. La exigencia de velocidades más pequeñas puede satisfacerse, incluyendo elementos hidráulicos, llegándose hasta 0,2 m/min. Con la inclusión de estranguladores y purgas rápidas son posibles dentro de ciertos márgenes disminuciones o aumentos de ellos. Las longitudes de carrera máxima y estandarizadas, (véase apartado 2.2.1 relativo a actuadores) limitan el recorrido, siendo también posible el aumento o la disminución de las longitudes de carrera mediante la colaboración de elementos mecánicos. En la figura 2.44 se han representado algunos ejemplos sencillos.

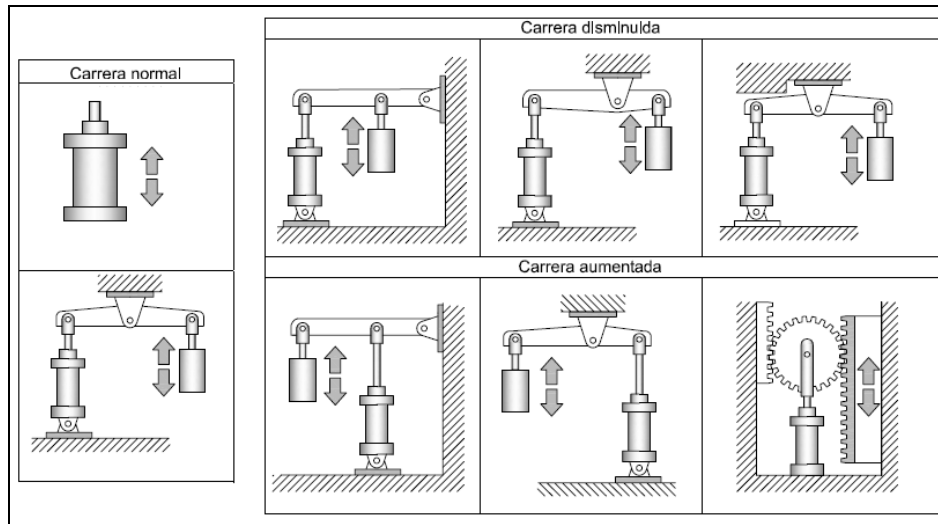


Fig. 2. 34 - Aumento o disminución de una carrera normal mediante medios mecánicos [51].

1) Posibilidades de aplicación. Tabla de validez

Las aplicaciones de la neumática figuran en todas las ramas de la industria, y las posibilidades de empleo pueden contestarse mejor si se toma como base la función de trabajo definida. En la tabla 2.18 se han clasificado los distintos procedimientos de trabajo en tres grupos: formación con arranque de viruta, sin arranque de viruta y montaje. Además, se ha mostrado la posibilidad de aplicación para manipulación de piezas y accionamiento de útiles, para poder precisar mejor las propiedades características. En los procesos de trabajo especiales no pueden responderse claramente según los tres criterios, en razón de los amplios límites dentro de los que estos procesos son empleados en la práctica. De la estimación indicada en la tabla para los criterios se obtiene la validez total del proceso de trabajo correspondiente, dividido en manipulación de pieza y accionamiento de útil. El valor total es la suma de los parciales de las cifras obtenidas para cada criterio particular.

La suma de las cuantías totales en el grupo manipulación asciende a 193, mientras que en el accionamiento de útiles solo a 147. También es evidente que, al comparar los tres grupos de procesos de trabajo, el de montaje (132) posee el valor de uso racional más alto (arranque de viruta, 103; sin arranque, 104). En la planificación de equipos neumáticos es fundamental estudiar con detalle cada caso particular apartándose de generalizaciones. Tomando como base la función de movimiento, se disponen los siguientes elementos neumáticos de serie:

- **Movimiento lineal:** Cilindros de aire comprimido, escalonados según el diámetro del pistón desde 1 hasta unos 3.000 kp; para una presión del aire de 6 kp/cm^2 . Unidades de avance incluyendo carros oleoneumáticos.
- **Movimiento lineal rítmico:** Aparatos de avance con mando incorporado para distintas longitudes de carreras limitadas y ajustables que se repiten siempre.

- **Movimiento circular rítmico:** Mesas circulares de distribución con división opcional de 3 hasta 24 secuencias por círculo completo.
- **Movimiento de rotación:** Motores neumáticos hasta aproximadamente 25 CV.

Los elementos y aparatos pueden tener montados o incorporados los elementos de mando necesarios no obstante, siempre es posible una modalidad de mando exterior de libre elección o bien una combinación de los dos sistemas de mando.

Procedimiento de trabajo	Manipulación de piezas				Accionamiento de útiles			
	Criterios 2 = plena 1 = limitada 0 = no			Valor neumático	Criterios 2 = plena 1 = limitada 0 = no			Valor neumático (Posible uso)
	Fuerza necesaria	Precisión	Velocidad		Fuerza necesaria	Precisión	Velocidad	
				4-6 plena 3 limitada 0-2 no				4-6 plena 3 limitada 0-2 no
Confirmación con arranque de viruta								
Taladrar	2	2	2	6	1	1	1	3
Tornear	1	2	2	5	1	0	0	1
Fresar / aserrar	1	2	2	5	1	1	1	3
Cepillar	1	2	2	5	1	0	0	1
Ranurar	2	2	2	6	2	2	2	6
Esmerilar	1	2	2	5	1	1	1	3
Brochar	1	2	2	5	1	0	1	2
Limar	1	2	2	5	1	1	0	2
Rectificar	1	1	2	4	2	1	1	4
Tronzar	1	1	1	3	1	2	2	5
Confirmación sin arranque de viruta								
Reborear	1	1	2	5	1	2	2	5
Doblar / Plegar	1	1	2	5	1	1	2	4
Entallar	1	1	2	5	1	1	2	4
Estampar	1	1	1	4	0	1	0	1
Forjar / Moldear	1	1	2	5	1	2	2	5
Matrizar en frío	1	1	1	3	0	1	0	1
Soldar	2	2	2	6	2	1	1	4
Cizallar / Punzonar	1	1	2	5	1	2	2	5
Embutición profunda	1	1	2	5	1	0	1	2
Montaje								
Meter a presión	2	2	2	6	1	2	1	4
Sujetar, coger	2	1	2	5	1	2	2	5
Elevar / Apretar	1	2	2	5	1	2	2	5
Remachar	2	2	2	6	1	2	2	5
Soldar por presión	1	2	2	5	1	2	2	5
Soldar por fusión	2	2	2	6	1	1	1	3
Atornillar	2	2	2	6	2	2	2	6
Bloquear	1	2	2	5	1	2	2	5
Pintar	2	2	2	6	2	1	2	5
Inmersión	2	2	2	6	2	2	2	6
Transportar	1	1	2	4	1	1	2	4

Tabla 2. 9 - Tabla de validez para utilización de elementos neumáticos [52].

3.- PRINCIPALES ELEMENTOS NEUMÁTICOS. SIMULACIÓN MEDIANTE SOLID EDGE®

En Este capítulo se van a presentar varias simulaciones realizadas mediante Solid Edge®, de los principales elementos neumáticos. Estas son de gran utilidad para comprender el funcionamiento de dichos elementos, su complejidad, la forma de conexión con el resto de componentes y de fijación a las bancadas o soportes que los albergarán. También son de gran utilidad de cara el personal de mantenimiento de las empresas, ya que muestran de manera gráfica los despieces y explosionados para facilitar el montaje y la reparación.

Se puede decir que este capítulo está dividido en tres partes. En la primera de ellas, al comienzo del capítulo, se presenta un resumen del modo de trabajo con Solid Edge®, para que el lector se haga una idea de las posibilidades que brinda este software informático.

La segunda parte es la más amplia. Se compone de los apartados 3.2 a 3.5 y son las simulaciones de los cilindros y válvulas más comúnmente utilizadas en la tecnología neumática, en total 10 componentes, a partir de las cuales se pueden configurar la mayor parte de circuitos neumáticos que aparecen en el capítulo 4. Es importante resaltar que **para todas las simulaciones, los diseños de éstas (dimensiones, formas y piezas), han sido exclusivamente desarrollados por el autor, sólo tomando referencias de catálogos de fabricantes y componentes neumáticos reales.** Se han utilizado piezas reales y catálogos para los conocimientos sobre el diseño previo y las piezas que forman parte, de forma general, de los componentes neumáticos. Por otra parte, como la mayoría de elementos ya se explicaron en el correspondiente apartado del capítulo 2, no me extenderé en ellos, mostrando simplemente las partes que los componen y las imágenes tomadas de las simulaciones, así como una breve descripción del funcionamiento.

La tercera y última parte contiene una segunda simulación de elementos simplificados que se ha utilizado para generar, sobre un banco de ensayos (también simulado), circuitos simples. Pueden ser utilizados como biblioteca de componentes para ensamblar circuitos y que, de manera visual, sirva para la docencia, sobre todo en prácticas de neumática, para que los alumnos puedan montar los circuitos que se presentan y muchos otros. En el CD-ROM adjunto al proyecto, y alojadas en la página web se encuentran todas estas simulaciones y el lector puede utilizarlas para incrementar sus conocimientos en esta tecnología.

3.1.- DISEÑO MEDIANTE SOLID EDGE®

Solid Edge® es una herramienta de trabajo muy potente, con gran cantidad de funciones y comandos cuyo uso está muy extendido en la industria.

En este apartado no se pretende hacer un análisis exhaustivo de las capacidades de éste, sino explicar, de manera breve, el proceso seguido para generar los componentes simulados.

Básicamente, los pasos en los que ha consistido el diseño y posterior simulación de los elementos neumáticos han sido los siguientes:

- 1) Planteamiento de las dimensiones del conjunto y las piezas en bocetos (paso no añadido ni en la memoria ni en el CD-ROM). Las dimensiones son elegidas por el autor y los componentes son diseñados conforme a elementos similares de diferentes fabricantes (principalmente FESTO, SMC y NORGREN).
- 2) En el Entorno Pieza de Solid Edge®, creación, mediante operaciones (protrusiones, vaciados, redondeos, simetrías,...) las piezas de los conjuntos.
- 3) Una vez guardadas todas las piezas (cuya extensión de los archivos es *.par), se abre el Entorno Conjunto. En la biblioteca de piezas se buscan las creadas en el apartado anterior y se añaden a la ventana. Hecho esto, se anclan las que se desee que queden fijas y, mediante el comando ensamblar, se van creando todas las relaciones necesarias del conjunto (axiles, planares, tangentes, etc...). Es importante recalcar que si existen errores de dimensionado, o incluso si se desea realizar el diseño de varias piezas que irán ensambladas conjuntamente, el programa permite hacer esto simultáneamente, lo que facilita enormemente el diseño (ingeniería concurrente e inversa).

Asimismo, y debido a que hay piezas que deben modificar su geometría, como por ejemplo muelles, se crean piezas con variables dinámicas asociadas, colocándose posteriormente en el conjunto mediante otro tipo de variables (el proceso no es sencillo así que no me detendré en esto) para que al mover un elemento, este otro modifique su geometría.

Llegados a este punto, el conjunto está terminado y se puede guardar (la extensión de los archivos conjunto es *.asm), formando ya las piezas y el conjunto un todo completo, del que extraen las imágenes.

- 4) Ahora se procederá a la simulación del movimiento del mecanismo. En la barra estándar de Solid Edge®, en el menú entorno, pulsando el botón Motion, nos introducimos en el simulador de Solid Edge. En el Pathfinder del conjunto analizamos las articulaciones existentes y, pulsando el botón derecho del ratón, se pueden configurar las propiedades del movimiento de dicha articulación. Introducimos las necesarias (en este trabajo las más utilizadas han sido las de velocidad, y en concreto las funciones constante y armónica) y si todas las relaciones creadas son correctas, pulsando el botón “Play” veríamos la simulación del movimiento.
- 5) Esta simulación se exporta a archivo *.avi de video mediante otro botón existente en la barra Simply Motion del Entorno Motion.
- 6) Por último, mediante un programa de creación de archivos *.gif se crean todos los archivos y se preparan para utilizar en el Web.

Un resumen esquemático para la realización de conjuntos se muestra en la figura 3.1.

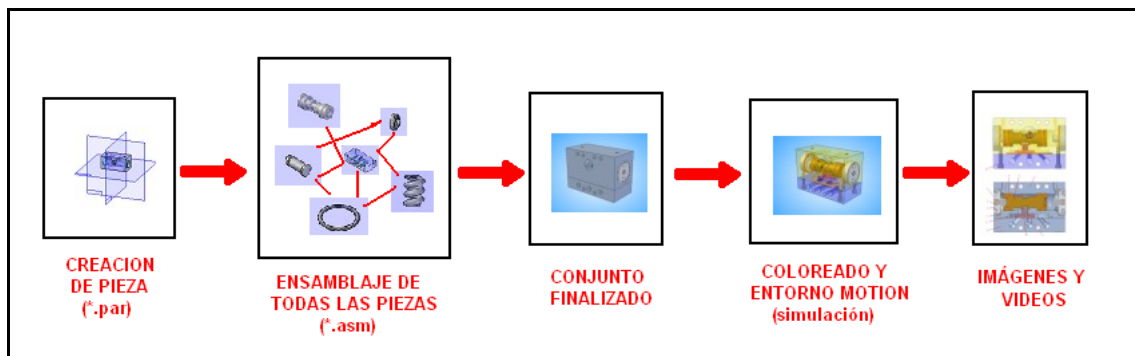


Fig. 3. 1 - Representación esquemática de los pasos seguidos en el trabajo

NOTAS IMPORTANTES:

- En el presente documento se ha simplificado considerablemente el proceso de diseño y simulación, enumerándose solamente los pasos principales necesarios para la comprensión de todo el proceso.
- El programa Solid Edge® dispone de una interface muy amigable, siendo incluso posible modificar las piezas en el Entorno Pieza y que en tiempo real se modifiquen los Conjuntos si está abierto el archivo de conjunto en el Entorno Conjunto, lo cual acelera bastante el proceso de diseño de los mecanismos, no siendo necesario un análisis exhaustivo en el paso 1.
- La versión del software utilizado en la realización del trabajo es SOLID EDGE V.17.

3.2.- ACTUADORES

3.2.1.- cilindro simple efecto, retorno por muelle

Este elemento es el segundo actuador más utilizado en la tecnología neumática y en la industria, tras el cilindro de doble efecto. Se utiliza cuando solo necesitamos el movimiento de avance, por ejemplo, para empuje de piezas, estampado, etiquetado,... y queremos reducir la complejidad del control, ya que las válvulas asociadas suelen ser de tres vías y dos posiciones.

A continuación se presenta un ejemplo de cilindro de simple efecto de la marca comercial FESTO (el orificio que parece una entrada a la cámara delantera es donde se coloca el casquillo tamiz, para filtrar groseramente el aire que entra a dicha cámara)

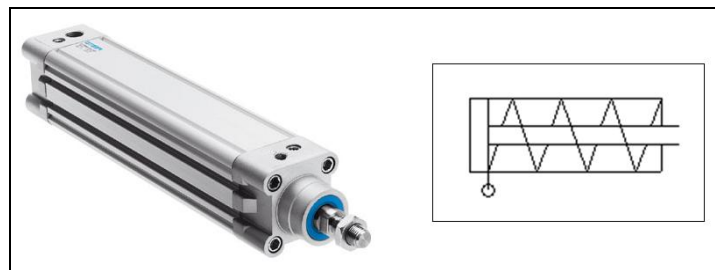


Fig. 3. 2 – Ejemplo cilindro de simple efecto con retorno por muelle marca FESTO [53]

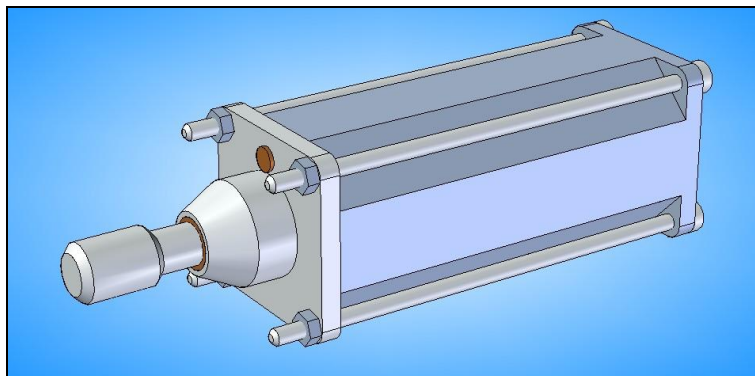


Fig. 3. 3 – Modelo de Cilindro de simple efecto con retorno por muelle – Vista general

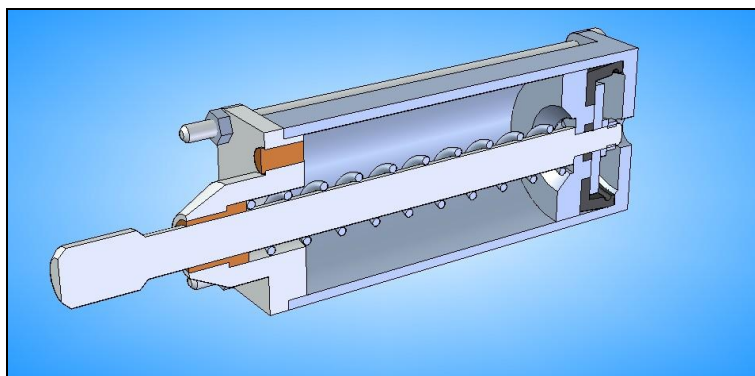


Fig. 3. 4 - Modelo de Cilindro de simple efecto con retorno por muelle – Sección general

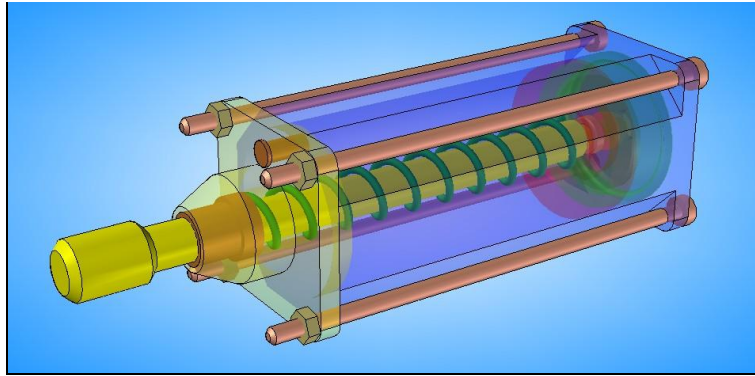


Fig. 3.5 - Modelo de Cilindro de simple efecto con retorno por muelle – Otras vistas
Modelos de alambre y componentes coloreados

Su funcionamiento es bastante simple: Cuando insertamos aire comprimido por la vía de entrada, se llena de aire la cámara posterior, el muelle (13) se contrae y el aire de la cámara delantera es expulsando a la atmósfera por el orificio de fuga con casquillo tamiz (12) y desplazando el vástago o pistón (10). Al desconectar la vía del aire comprimido y poner la vía a la atmósfera, el proceso es el inverso.

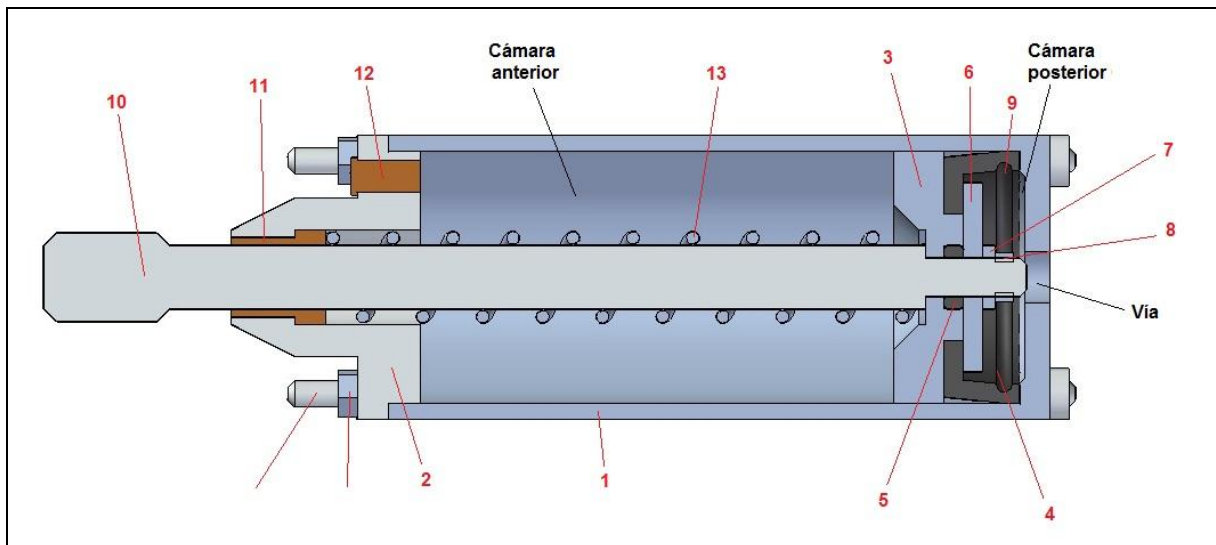


Fig. 3.6 - Modelo de Cilindro de simple efecto con retorno por muelle – Sección

DENOMINACIÓN DE LAS PIEZAS DEL CONJUNTO Cilindro de simple efecto con retorno por muelle			
1	Cuerpo del cilindro	8	Tuerca hexagonal
2	Culata delantera	9	Aro de presión (opcional)
3	Émbolo	10	Vástago
4	Junta de émbolo	11	Cojinete guía
5	Junta tórica	12	Casquillo tamiz
6	Disco de sujeción	13	Resorte
7	Arandela de presión		

Tabla 3.1 - Componentes - Cilindro de simple efecto con retorno por muelle

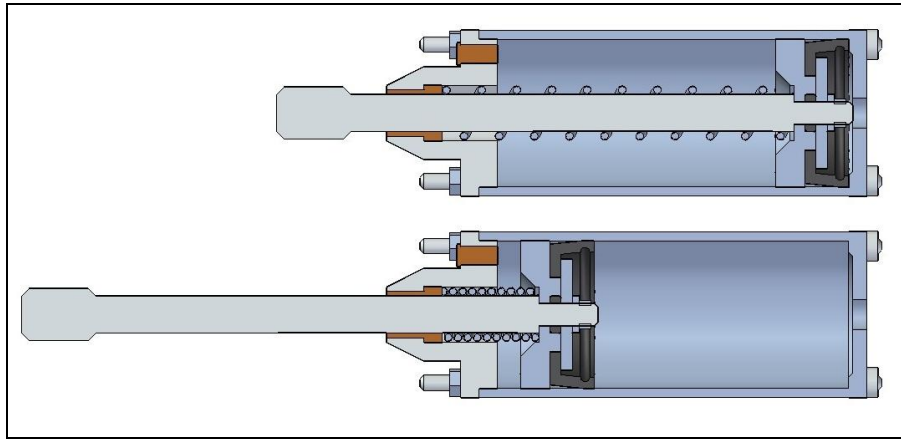


Fig. 3.7 - Modelo de Cilindro de simple efecto con retorno por muelle – Actuado y sin actuar

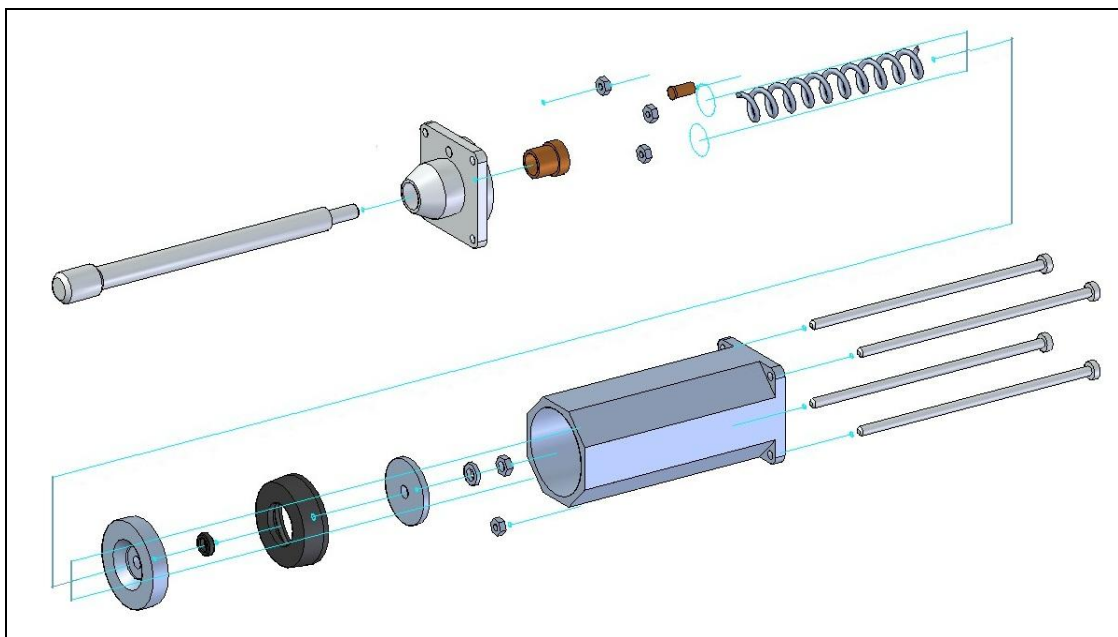


Fig. 3.8 - Cilindro de simple efecto con retorno por muelle – Explosionado

3.2.2.- cilindro lineal de doble efecto

Este es el actuador neumático por excelencia, aunque para mantener la estanqueidad y que no existan fugas de aire con la consecuente pérdida de presión requiere de gran cantidad de juntas (elementos del conjunto que son sometidos a desgaste).



Fig. 3.9 - Ejemplos cilindros de doble efecto de la marca FESTO y representación DIN [54].

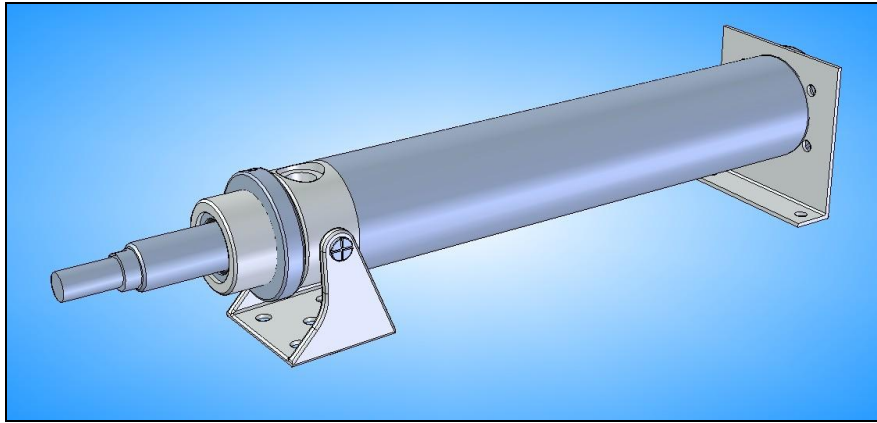


Fig. 3. 10 - Modelo de Cilindro de doble efecto – Vista general

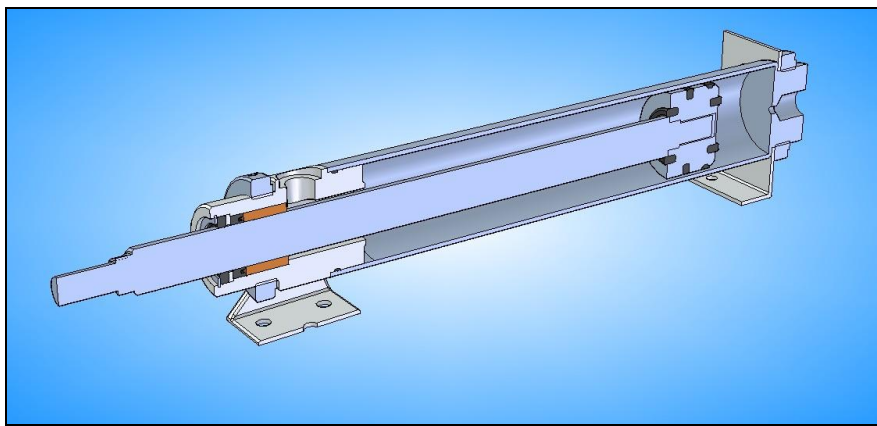


Fig. 3. 11 - Modelo de Cilindro de doble efecto – Sección general

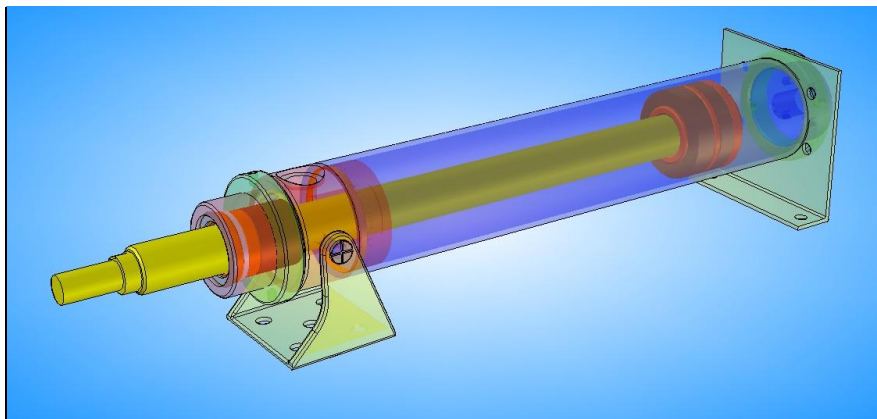


Fig. 3. 12 - Modelo de Cilindro de doble efecto – Otras vistas
Modelos de alambre y componentes coloreados

Su funcionamiento es bastante simple y de fácil comprensión: Cuando disponemos de la vía posterior con entrada de aire comprimido y la vía anterior como escape o fuga, el vástago (9) realiza la carrera de avance. Cuando disponemos de la vía anterior de entrada de aire comprimido y la vía posterior como escape o fuga, el vástago (9) realiza la carrera de retroceso. La culata anterior (8) y el cojinete guía (7), se utilizan para evitar el movimiento llamado de pandeo, es decir, la oscilación transversal que puede sufrir el vástago en su

desplazamiento. Las juntas tienen dos misiones, una la de evitar la fuga de aire, y otra, la de evitar la entrada de suciedad en la cámara anterior (9) por el retroceso del vástago. Por la culata posterior del cilindro entra el aire. El émbolo (12) se desplaza y el vástago (9) sale. Cuando llega el aire al émbolo por la culata anterior, entonces retroceden el émbolo y vástago a su posición de reposo.

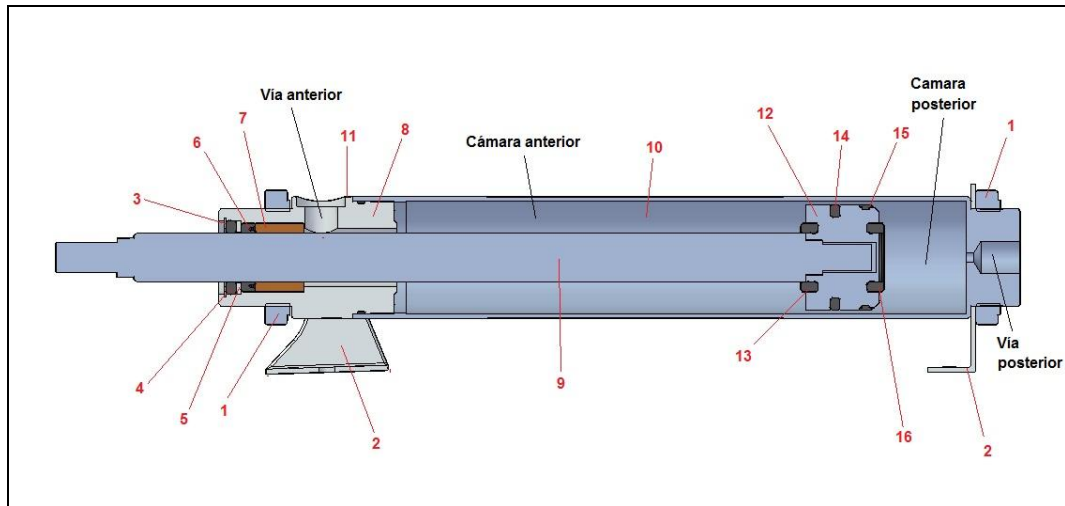


Fig. 3. 13 - Modelo de Cilindro de doble efecto – Sección

Los componentes que forman parte del cilindro se muestran en la siguiente tabla (en rojo en la figura anterior)

DENOMINACIÓN DE LAS PIEZAS DEL CONJUNTO			
Cilindro de doble efecto			
1	Tuerca de fijación	9	Vástago
2	Bridas de sujeción	10	Camisa
3	Arandela de seguridad	11	Tornillo guía (no visible)
4	Junta rascadora	12	Émbolo
5	Arandela de sujeción	13	Junta de amortiguación
6	Junta de labios	14	Junta tórica
7	Cojinete guía	15	Junta del émbolo
8	Culata anterior	16	Junta de guía del émbolo

Tabla 3. 2 - Componentes cilindro de doble efecto

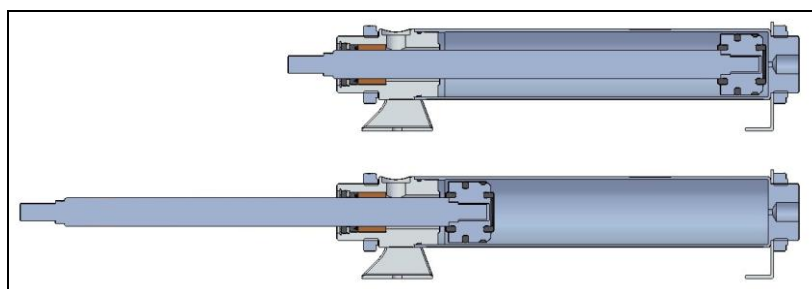


Fig. 3. 14 - Modelo de Cilindro de doble efecto – Posiciones

En la siguiente figura vemos el explosionado y observamos que la parte más compleja es la de la cámara delantera. Esto es lógico ya que es la zona donde el interior del actuador se pone en contacto con el exterior; se requiere un alto grado de hermetismo, para contaminar lo menos posible el interior.

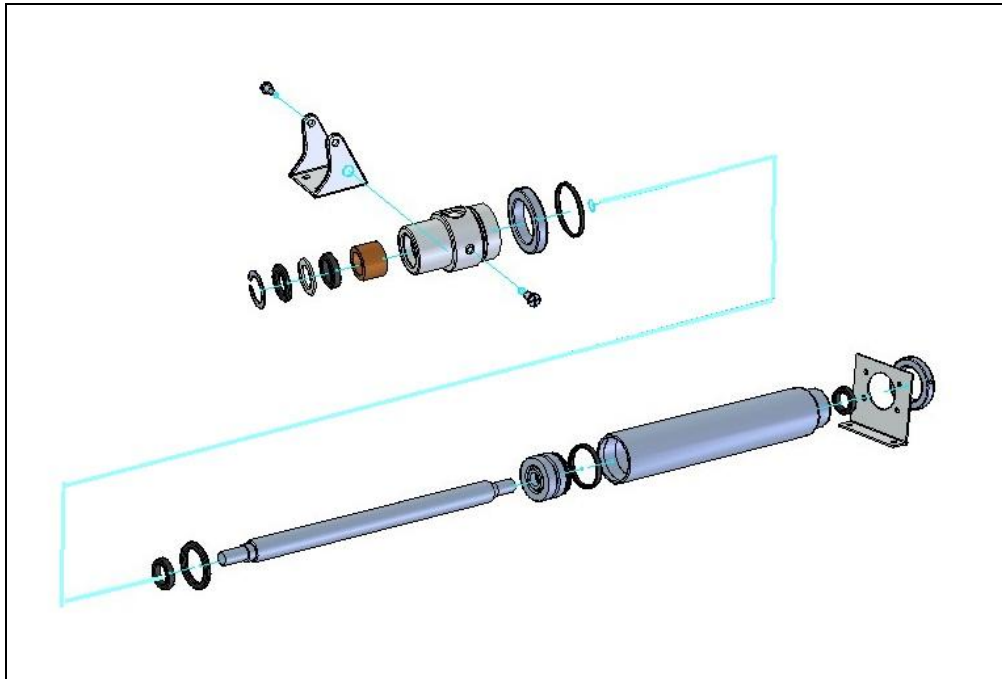


Fig. 3. 15 - Modelo de Cilindro de doble efecto - Explosionado

3.3.- VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS

A continuación se simularán las tres válvulas más usadas en Neumática. Se estudiarán con diferentes accionamientos para que el lector pueda ver la diversidad de estos.

3.3.1.- Válvula 3/2 NC de accionamiento manual o neumático

Esta válvula se utiliza en prácticamente todos los circuitos neumáticos, con diferentes accionamientos. Con el accionamiento neumático, se comporta principalmente como una válvula para el control pasa/no pasa, en circuitos en cascada, para alimentar las diferentes líneas de mando. Con accionamiento manual es la más simple posible para controlar cilindros de simple efecto, motores, paradas de emergencia y muchas otras acciones. Su funcionamiento es bastante simple: sin actuar, la vía 2 está en escape y la 1 con presión; si se actúa (en este caso, manual ó neumáticamente) se conectan ambas.

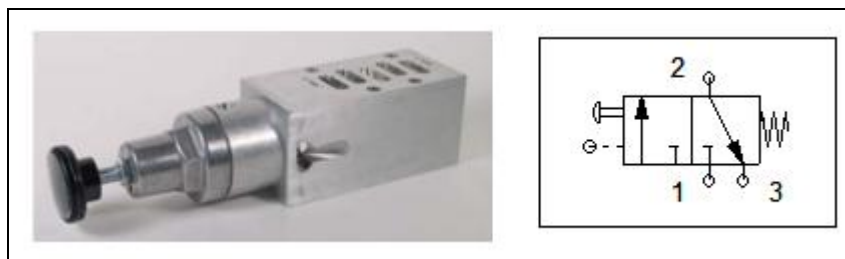


Fig. 3.16 - Válvula 3/2 de accionamiento manual de la Marca Bosch – Rexroth y representación DIN [55].

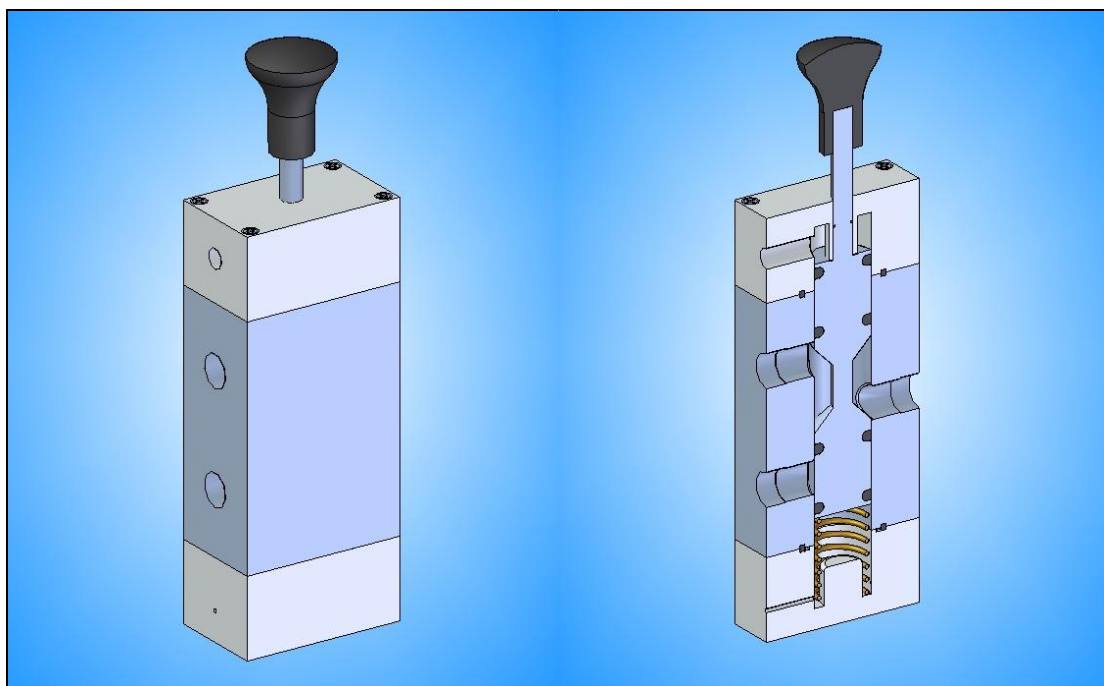


Fig. 3.17 - Modelo de Válvula 3/2NC de accionamiento manual/neumático y retorno por muelle – Vistas generales



Fig. 3. 18 - Modelo de Válvula 3/2NC de accionamiento manual/neumático y retorno por muelle – Otras vistas
Modelos de alambre y componentes coloreados

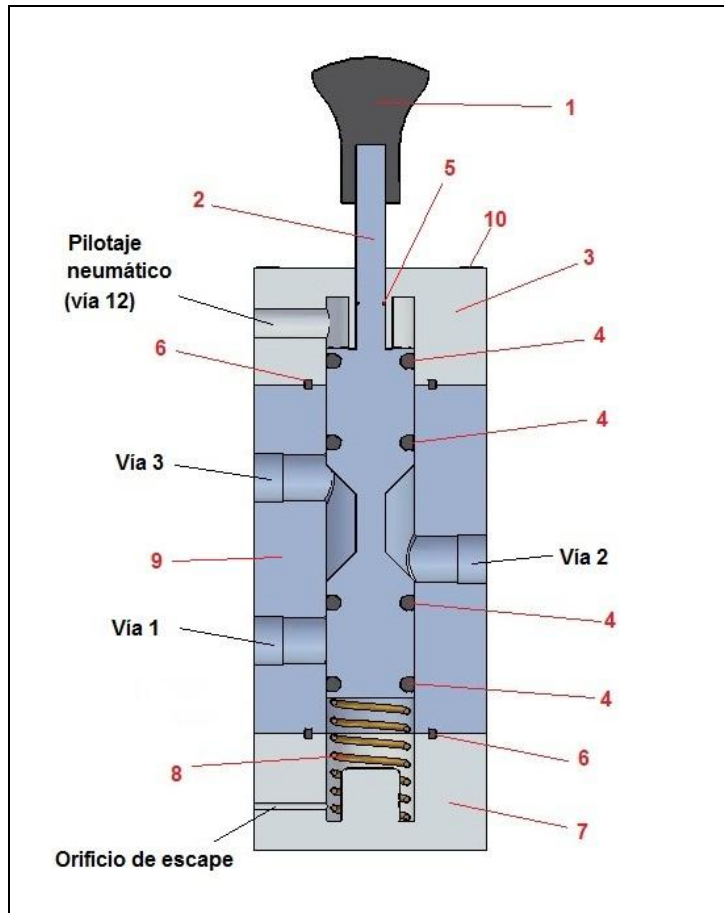


Fig. 3. 19 - Modelo de Válvula 3/2NC de accionamiento manual/neumático y retorno por muelle – Otras vistas

Los componentes que forman parte del cilindro se muestran en la siguiente tabla (en rojo en la figura anterior).

DENOMINACIÓN DE LAS PIEZAS DEL CONJUNTO			
Válvula 3/2NC de accionamiento manual o neumático y retorno por muelle			
1	Pulsador (Seta)	6	Junta tórica del cuerpo
2	Vástago de control	7	Cuerpo inferior
3	Cuerpo superior	8	Resorte
4	Junta tórica del vástago (control)	9	Cuerpo Central
5	Junta tórica del vástago (accionamiento)	10	Tornillo (no visible)

Tabla 3. 3 - Componentes válvula 3/2NC con accionamiento manual

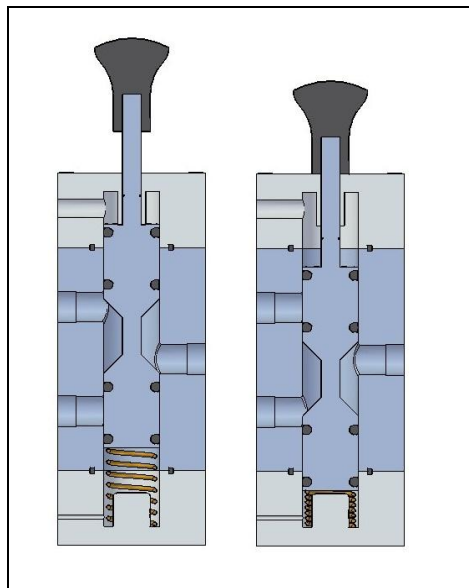


Fig. 3. 20 - Válvula 3/2NC de accionamiento manual/neumático y retorno por muelle – Posiciones

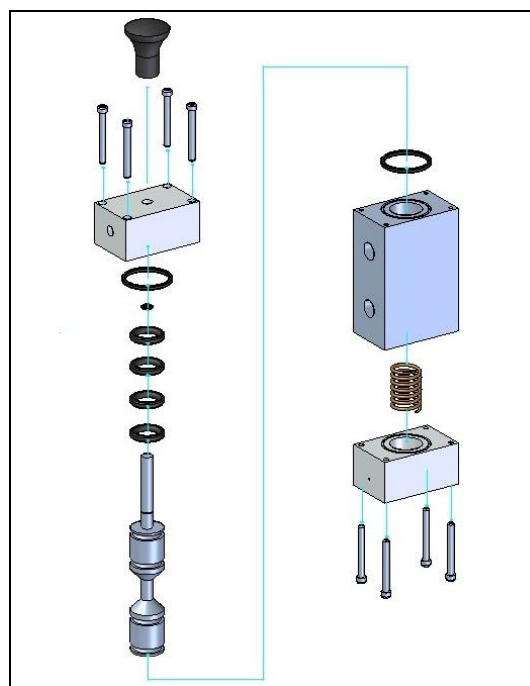


Fig. 3. 21 - Válvula 3/2 con accionamiento manual/neumático con retorno por muelle – Explosionado

3.3.2.- Válvula 4/2 pilotada en ambos extremos

Esta válvula se utiliza principalmente para el control de cilindros de doble efecto. Cuando es actuada por el extremo opuesto al que se encuentra (esta válvula no tiene posición determinada), las conexiones (vías) son conmutadas y permite el cambio de sentido de los fluidos. Suele ser una válvula de potencia más que de control.



Fig. 3. 22 - Ejemplo de válvula 4/2 de la marca BOSCH y representación DIN [56].

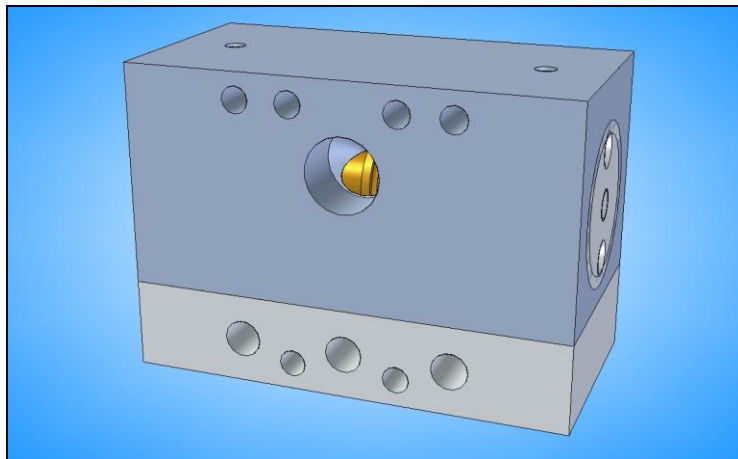


Fig. 3. 23 - Modelo de Válvula 4/2 pilotada por presión – Vista general

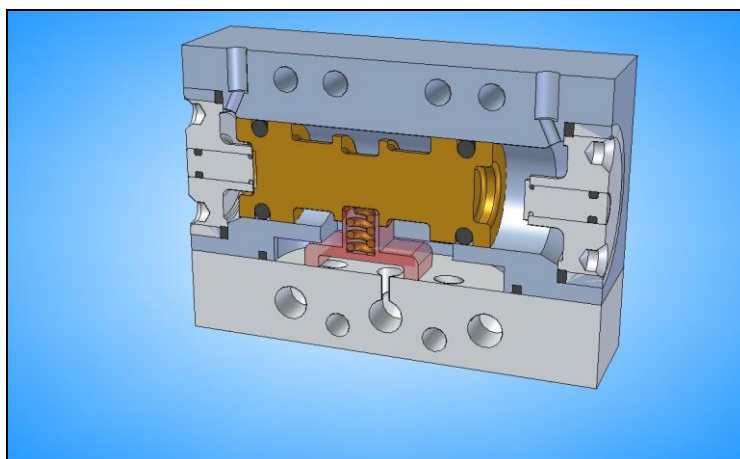


Fig. 3. 24 - Modelo de Válvula 4/2 pilotada por presión – Vista en sección

El funcionamiento de esta válvula es descrito a continuación: La corredera (7) es gobernada con aire a presión por uno de los dos conductos de mando, Z, o bien Y (laterales). El cursor (10) no posee ninguna posición de reposo concreta y une los conductos de trabajo A y B con

la conexión de presión P o con el escape R. Al conmutar la corredera (7) en Z, se realizan las conexiones P con A y B con R. Si la señal de mando es produce en Y, entonces el cursor (11) une P con B y A con R.

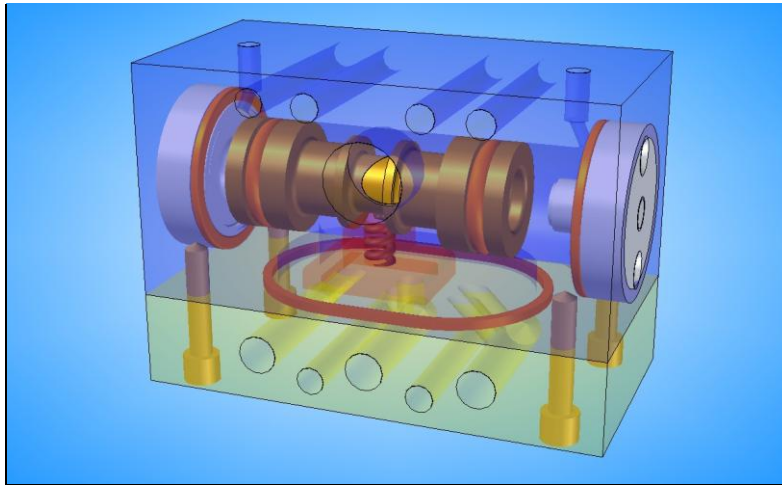


Fig. 3. 25 - Modelo de Válvula 4/2 pilotada por presión – Vistas de alambre y componentes coloreados

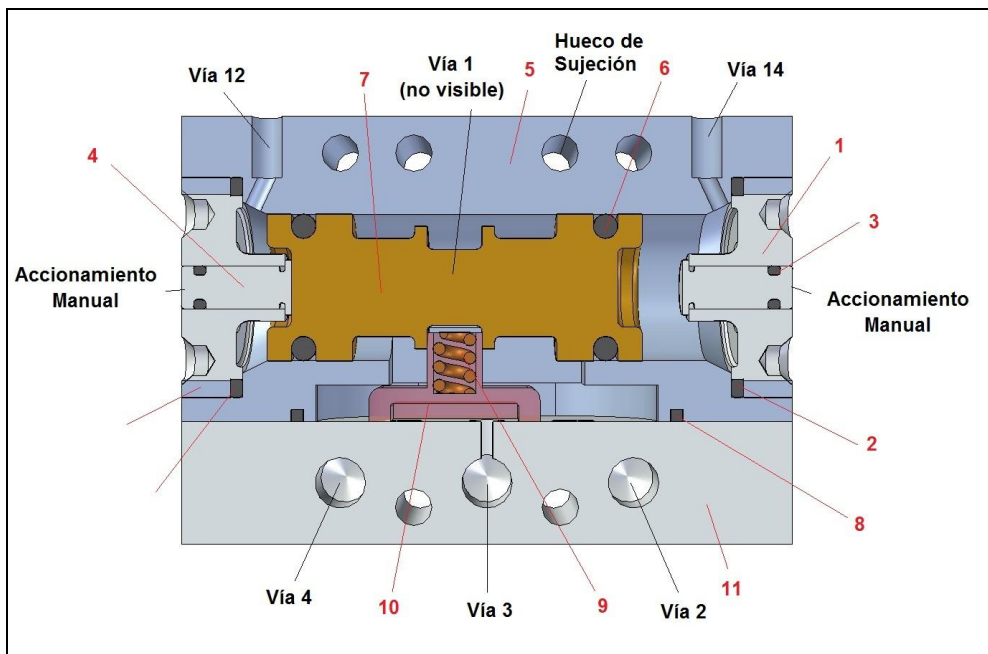


Fig. 3. 26 - Modelo de Válvula 4/2 pilotada por presión – Sección

A continuación vemos la tabla de componentes y las posiciones posibles de la válvula.

DENOMINACIÓN DE LAS PIEZAS DEL CONJUNTO					
Válvula 4/2 de accionamiento neumático					
1	Tuerca de cierre	5	Cuerpo	9	Muelle de presión
2	Junta tórica	6	Junta tórica	10	Cursor
3	Junta tórica	7	Émbolo	11	Cuerpo inferior
4	Mando manual	8	Junta tórica	12	Tornillo Allen

Tabla 3. 4 - Componentes de la válvula 4/2 pilotada por presión

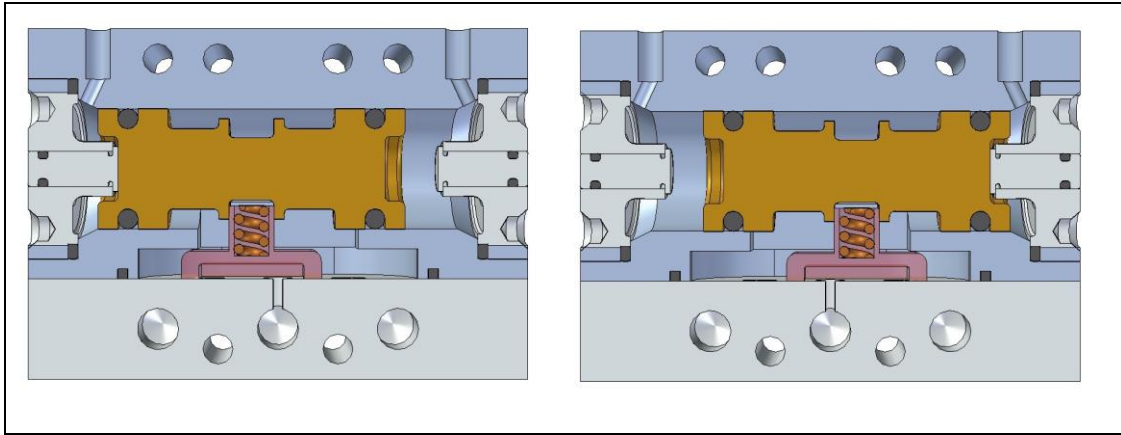


Fig. 3. 27 - Modelo de Válvula 4/2 pilotada por presión – Posiciones

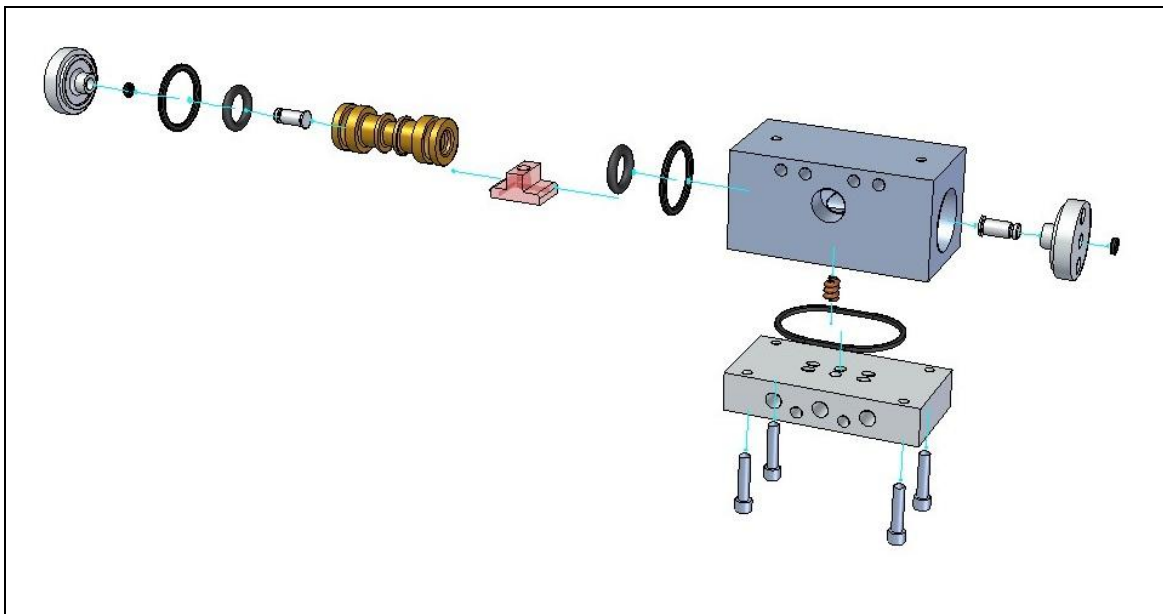


Fig. 3. 28 - Modelo de Válvula 4/2 pilotada por presión – Explosionado

3.3.3.- Válvula 5/2 de accionamiento mecánico

Esta válvula distribuidora es la más utilizada junto con la 3/2. Se utiliza tanto como la válvula 4/2, para controlar actuadores lineales y motores en ambos sentidos, como para realizar el control de líneas de presión en circuitos en cascada. El pilotaje utilizado se denomina de mando indirecto, ya que el accionamiento mecánico abre una microválvula 3/2 que realiza el accionamiento neumático de la válvula propiamente dicha.



Fig. 3. 29 - Ejemplo de válvula 5/2 accionada mecánicamente marca FESTO [57].

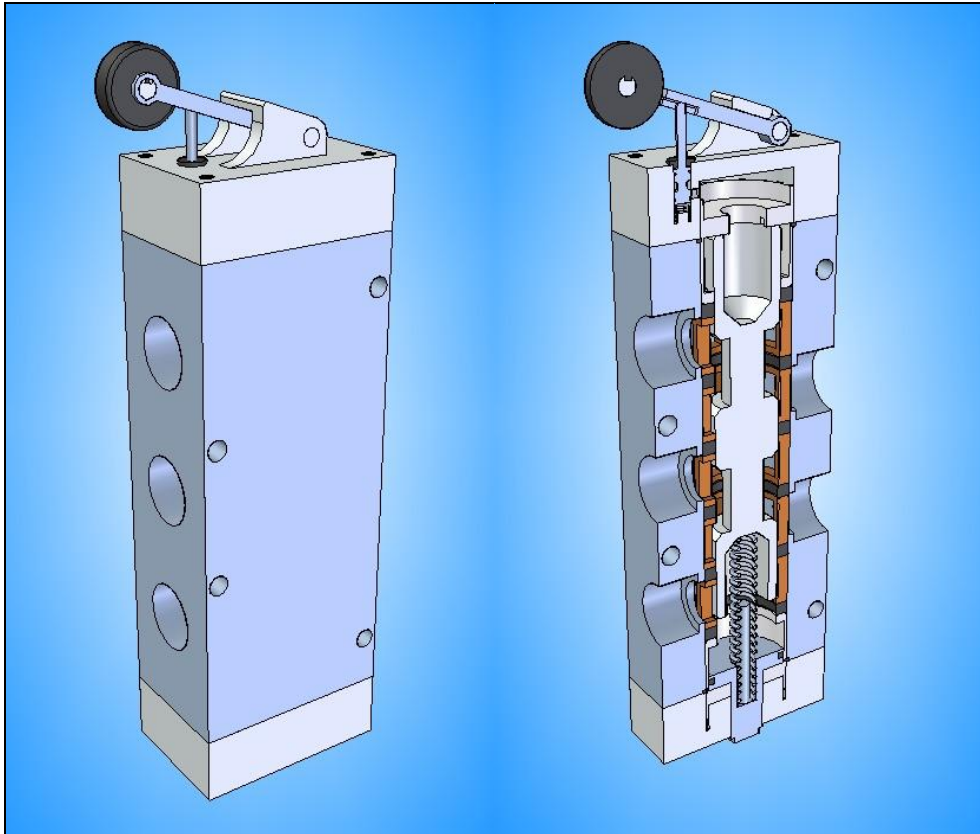


Fig. 3. 30 - Modelo de Válvula 5/2 accionada mecánicamente – Vista y sección generales

Ahora vemos el modelo con componentes coloreados y una sección especial para visualizar la alimentación interna del pilotaje de la microválvula 3/2 desde la vía 1 de alimentación.

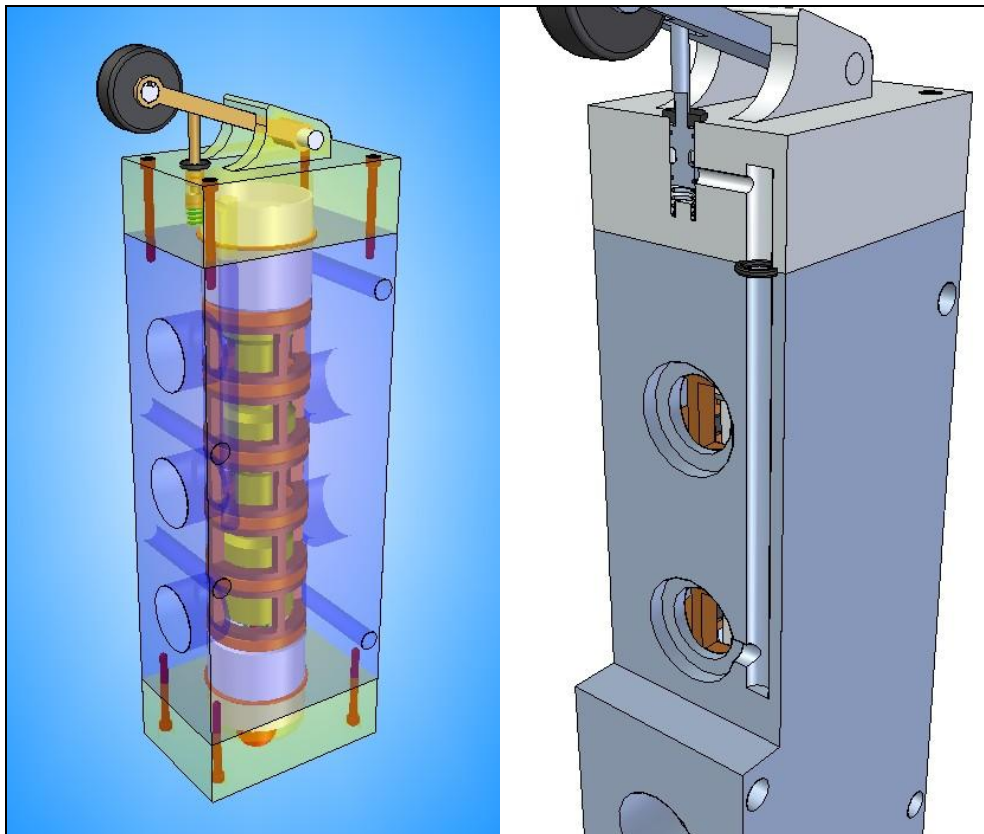


Fig. 3. 31 - Modelo de Válvula 5/2 accionada mecánicamente – Otras vistas

Modelo con componentes coloreados y sección de la conexión de conductos

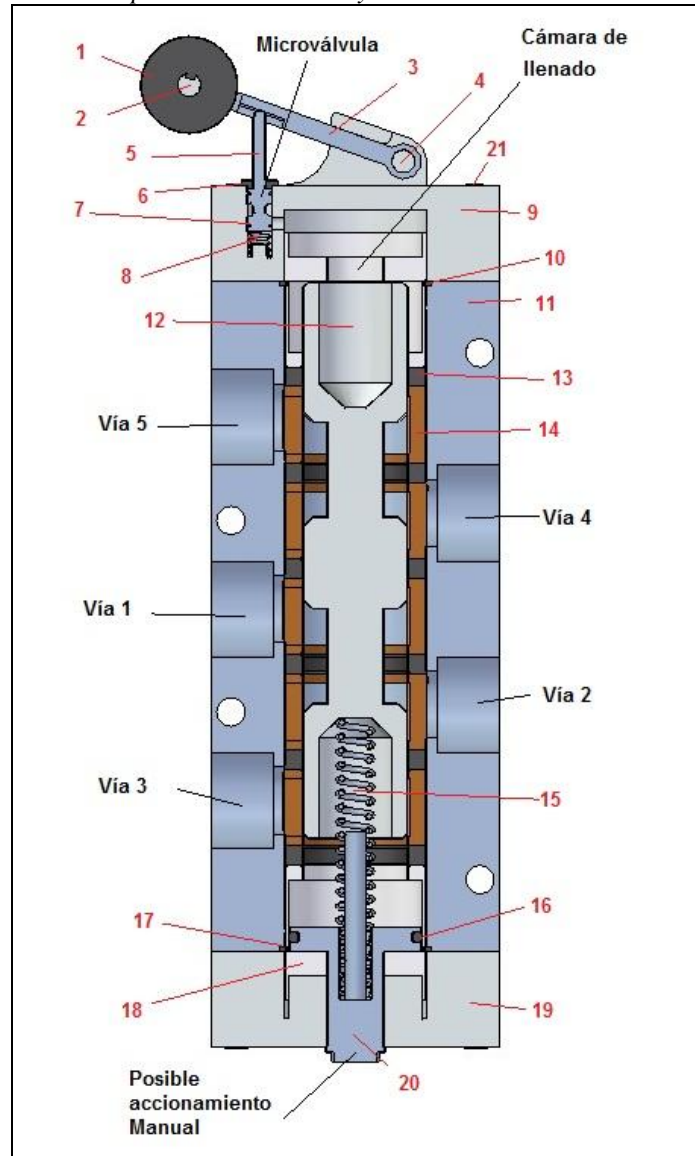


Fig. 3. 32 - Modelo de Válvula 5/2 accionada mecánicamente – Otras vistas

DENOMINACIÓN DE LAS PIEZAS DEL CONJUNTO			
Válvula 5/2 de accionamiento mecánico			
1	Rodillo escamoteable	12	Vástago
2	Eje de rodillo	13	Junta central
3	Palanca de rodillo	14	Casquillo central
4	Eje de palanca	15	Resorte de recuperación
5	Vástago de microválvula 3/2	16	Junta de émbolo
6	Tapón de cierre	17	Junta de cuerpos
7	Junta de vástago de microválvula	18	Casquillo de plástico
8	Resorte de microválvula	19	Cuerpo inferior
9	Cuerpo superior	20	Émbolo
10	Junta tórica de cuerpos	21	Tornillo de fijación
11	Cuerpo central	-	-

Tabla 3. 5 - Válvula 5/2 accionada mecánicamente – Componentes

En la imagen siguiente vemos el detalle de la microválvula 3/2. El escape a la atmósfera en la posición de reposo no es visible.

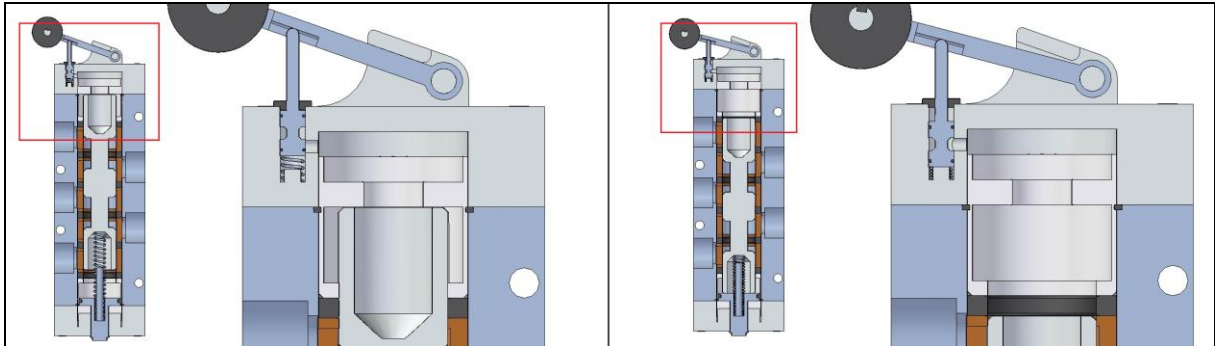


Fig. 3. 33 - Modelo de Válvula 5/2 accionada mecánicamente – Sin actuar y actuada

Por último, en la imagen siguiente vemos el explosionado de todos los componentes que conforman la válvula. Aquí vemos con más detalle todos los casquillos centrales con sus respectivas juntas que mantienen la estanqueidad entre las diferentes vías y sirven de guía para el vástago.

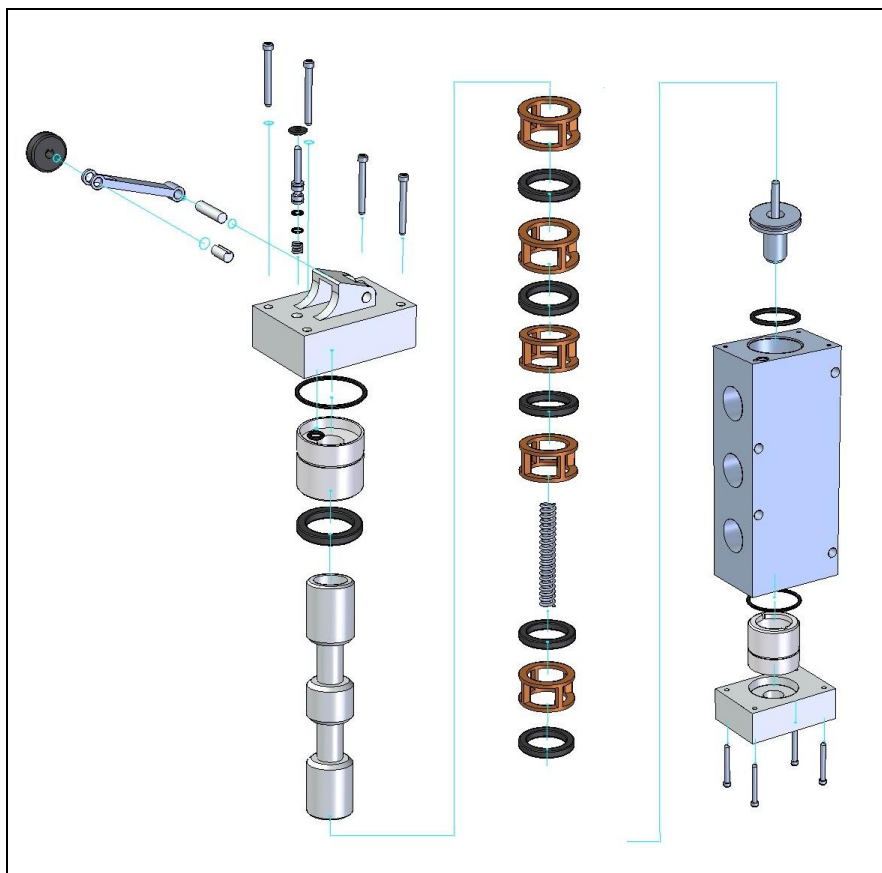


Fig. 3. 34 - Modelo de Válvula 5/2 accionada mecánicamente – Explosionado

3.4.- OTRAS VÁLVULAS

3.4.1.- Válvula selectora (lógica O)

El objeto de esta válvula lógica consiste en que, tanto si se da la señal en la entrada 1 ó en la 3, aparece salida en la 2. Esta válvula se suele utilizar en las partes de control de circuitos neumáticos, para el manejo de señales, aunque si se le añaden algunos componentes adicionales, se puede utilizar como mecanismo de escape rápido a la salida de cilindros (mediante un conducto que comunique la vía 2 con la 3, de tal forma que al cesar la entrada 1, la presión en 2 pilota la válvula que queda a la atmósfera en 3).

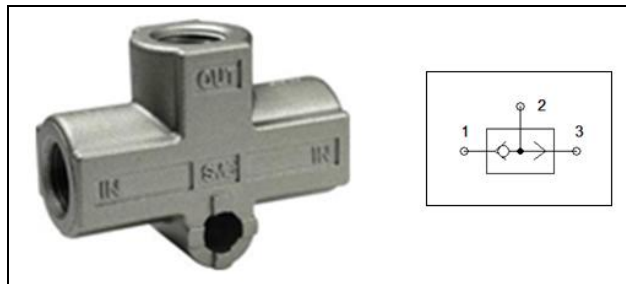


Fig. 3. 35 - Ejemplo de válvula selectora de la marca SMC [58].

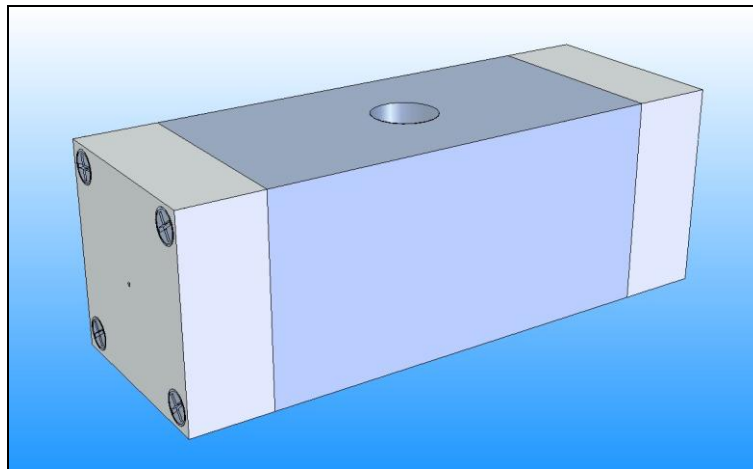


Fig. 3. 36 - Modelo de Válvula selectora – Vista general

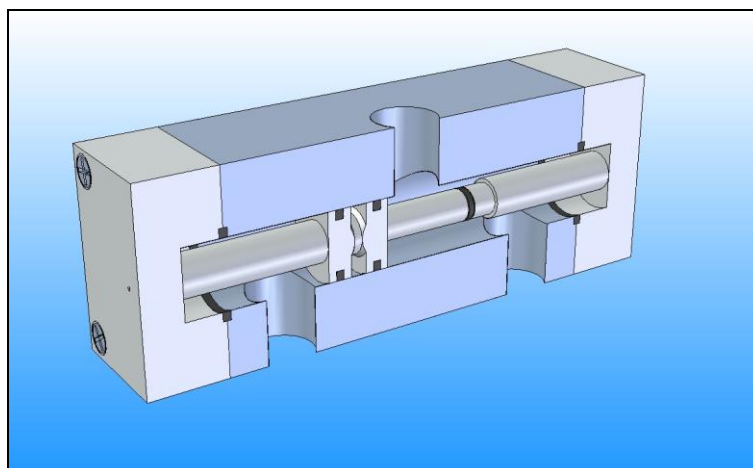


Fig. 3. 37 - Modelo de Válvula selectora – Sección general

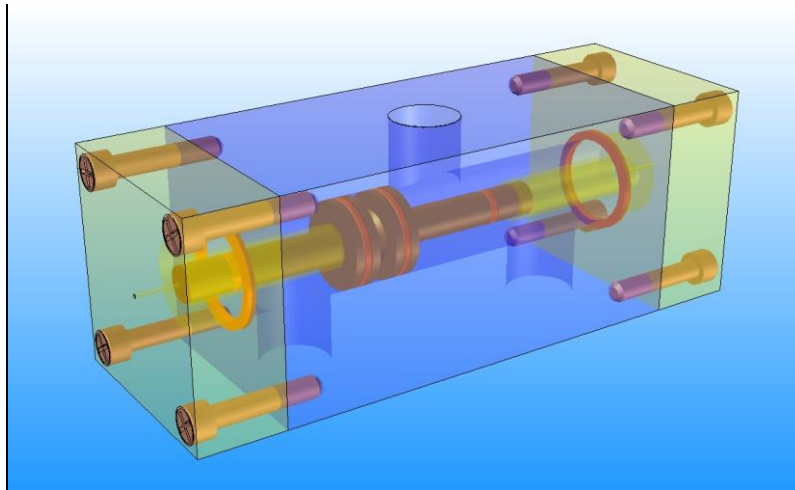


Fig. 3. 38 - Modelo de Válvula selector – Otras vistas
Modelos de alambre y componentes coloreados

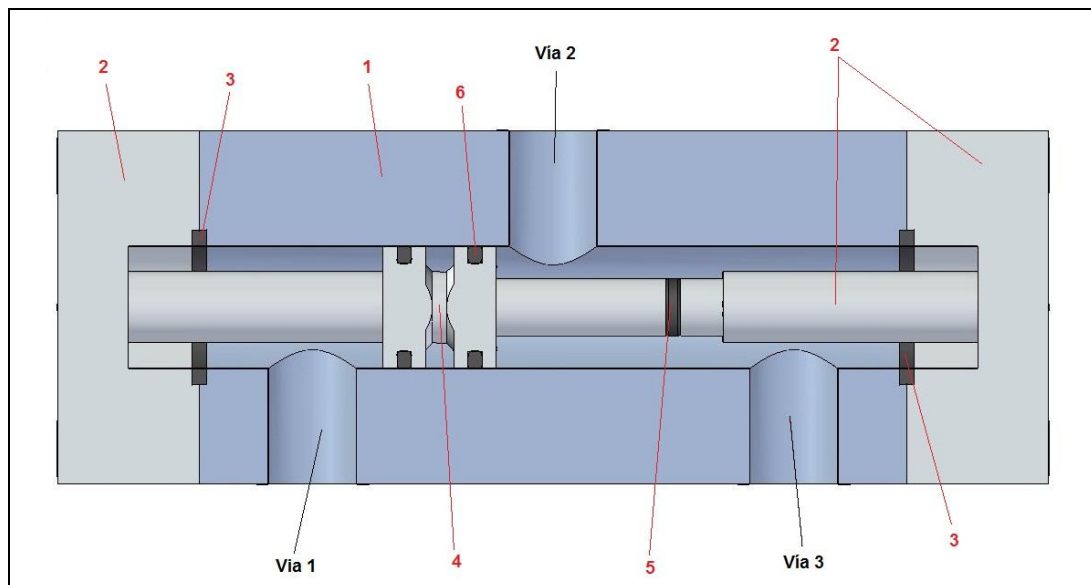


Fig. 3. 39 - Modelo de Válvula selector – Sección

DENOMINACIÓN DE LAS PIEZAS DEL CONJUNTO Válvula Selectora			
1	Cuerpo central	4	Vástago selector
2	Cuerpo lateral	5	Junta tórica de vástago
3	Junta tórica de cuerpos	6	Junta tórica de vástago

Tabla 3. 6 - Válvula selector – Componentes

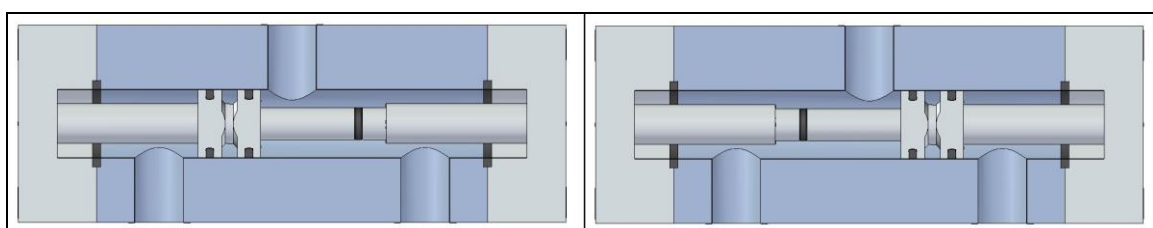


Fig. 3. 40 - Modelo de Válvula selector – Accionamiento unión 3-2 y 1-2

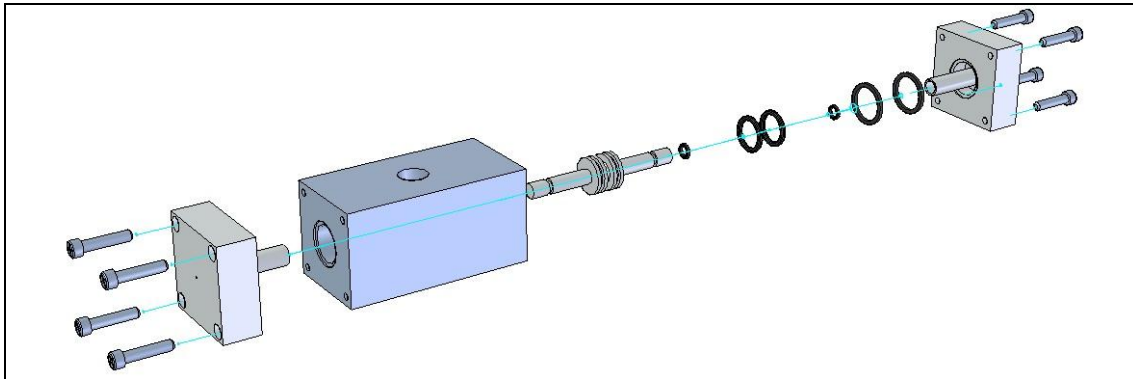


Fig. 3. 41 - Modelo de Válvula selectora – Explosionado

3.4.2.- Válvula de simultaneidad (lógica Y)

Esta válvula es muy similar a la anterior, con la salvedad de que la diferente construcción del vástago selector y el cuerpo central hace que solo dispongamos de presión en la vía 2 si y solo si se da accionamiento en las dos vías de entrada, 1 y 3. Debido a la construcción de esta válvula tiene el ligero inconveniente de que si la usamos para transmisión de potencia y no solo de señal, si tenemos las dos entradas pero la presión en una de las vías es superior a la de otra, como salida obtenemos la de menor presión.

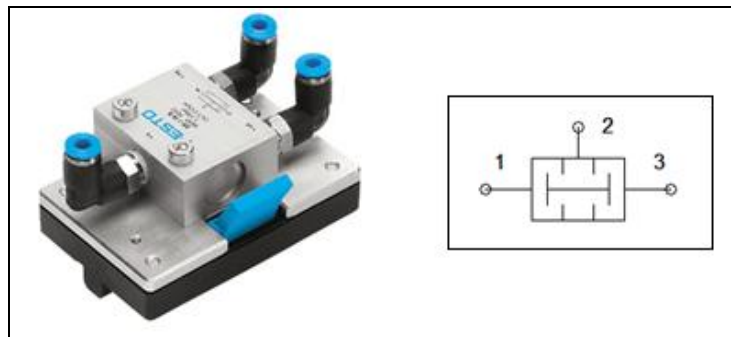


Fig. 3. 42 - Ejemplo de Válvula de simultaneidad marca FESTO y representación DIN [59].

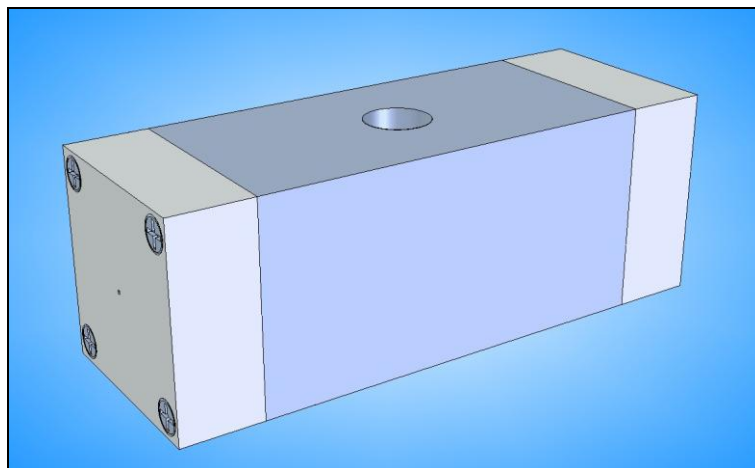


Fig. 3. 43 - Modelo de Válvula de simultaneidad – Vista general

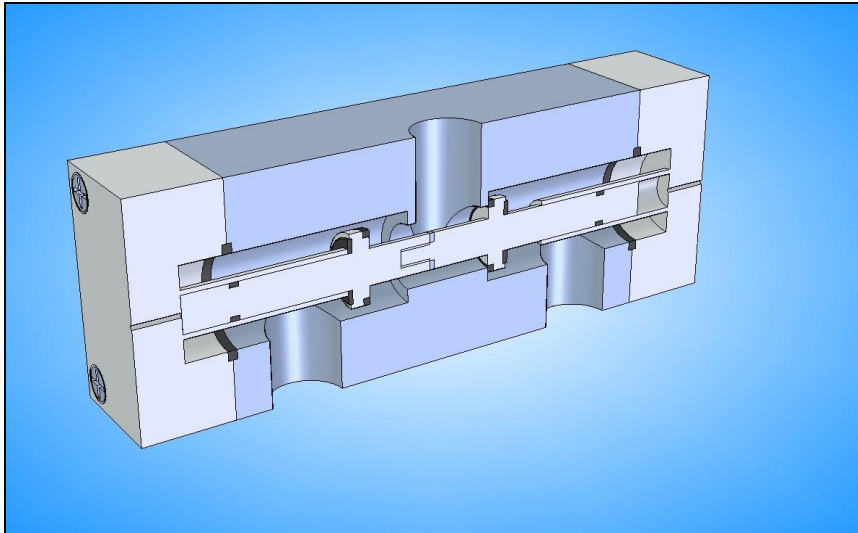


Fig. 3. 44 - Modelo de Válvula de simultaneidad – Sección general

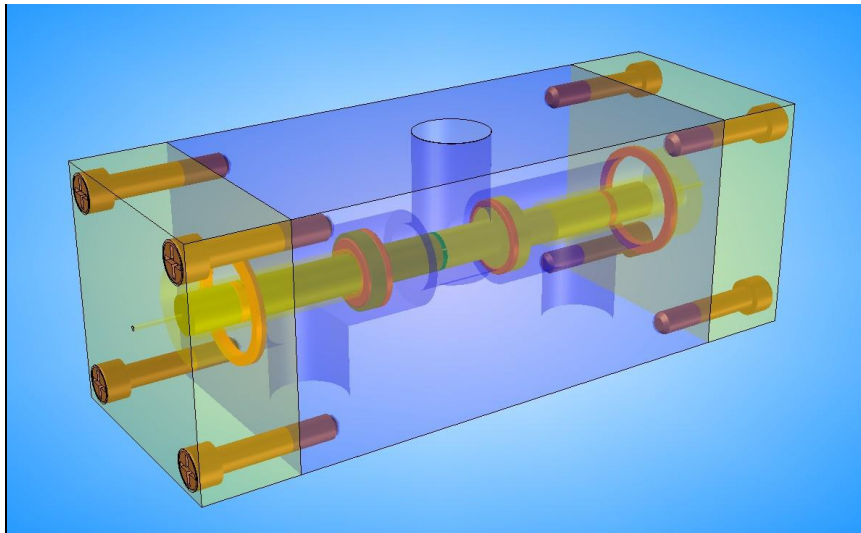


Fig. 3. 45 - Modelo de Válvula de simultaneidad – Otras vistas
Modelos de alambre y componentes coloreados

Los componentes en este modelo no se indican ya que son los mismos que para la válvula anterior.

A continuación vemos las posiciones de la válvula según las presiones de alimentación.

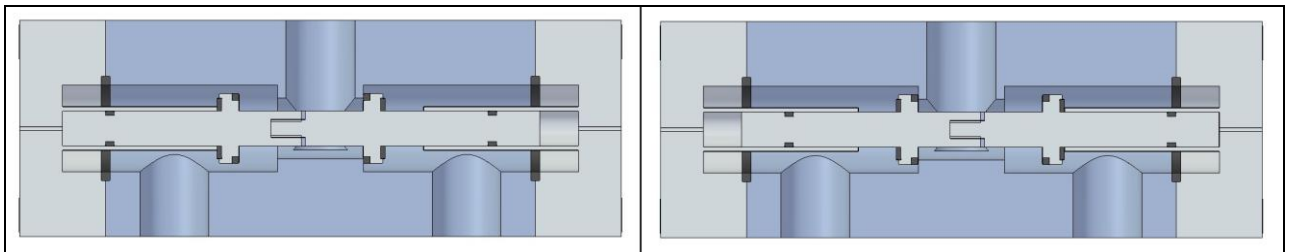


Fig. 3. 46 - Modelo de Válvula de simultaneidad – $P_3 > P_1$ ($P_2 = P_1$) y $P_1 > P_3$ ($P_2 = P_3$)

3.4.3.- Válvula antirretorno

Poco se puede decir de este componente. Su funcionamiento es muy simple: permite el flujo de aire solo en una dirección (de la vía 1 a la 2). Es un elemento que se utiliza generalmente

acoplado a la válvula reguladora de caudal que veremos en el apartado siguiente, sobre todo para controlar el caudal en el llenado o vaciado de un actuador no liberar el opuesto.



Fig. 3. 47 – Ejemplo de válvula antirretorno marca SMC y representación DIN [60].

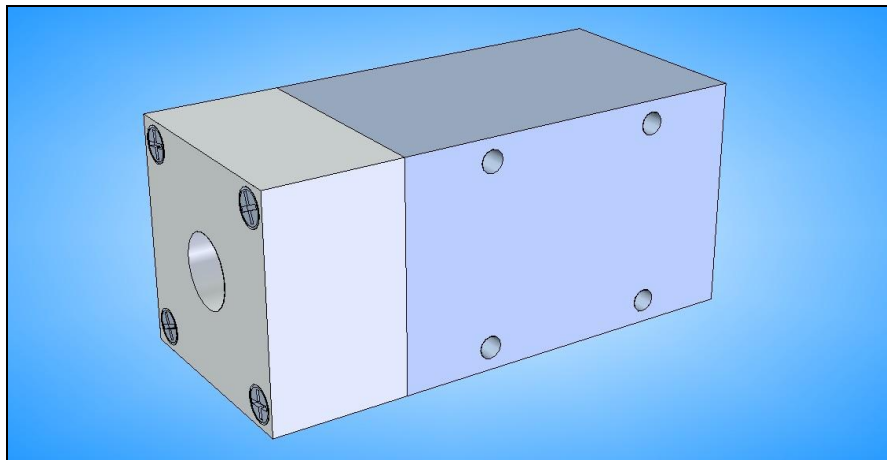


Fig. 3. 48 - Modelo de Válvula antirretorno – Vista general

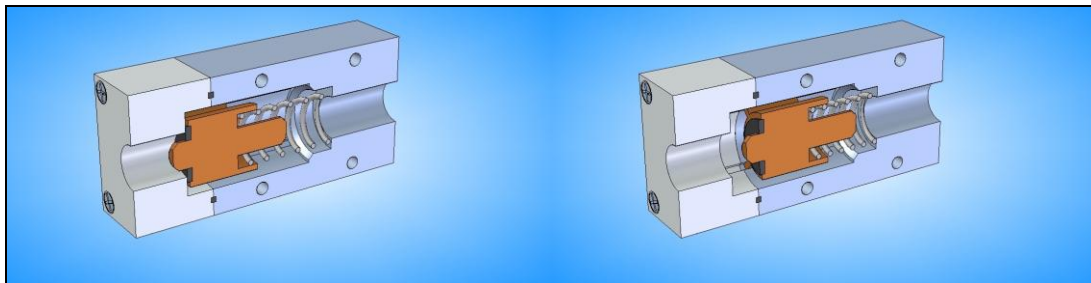


Fig. 3. 49 - Modelo de Válvula antirretorno – Sección general cerrada ($P_2 > P_1$) y abierta ($P_1 > P_2$)

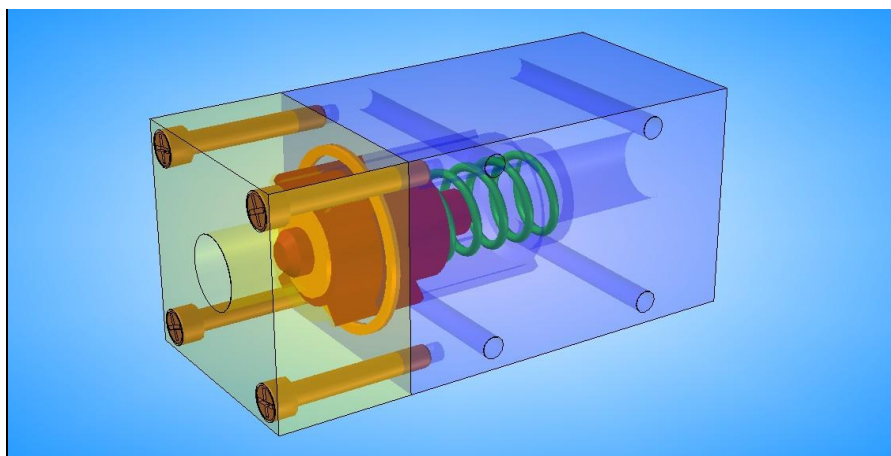


Fig. 3. 50 - Modelo de Válvula antirretorno – Otras vistas
Modelos de alambre y componentes coloreados

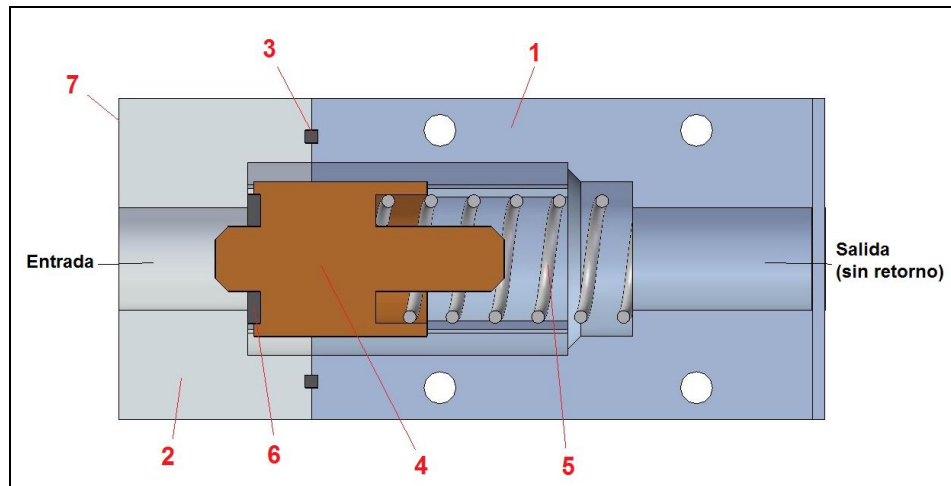


Fig. 3. 51 - Modelo de Válvula antirretorno – Sección

DENOMINACIÓN DE LAS PIEZAS DEL CONJUNTO Válvula Selectora			
1	Cuerpo	4	Émbolo
2	Cierre del cuerpo	5	Resorte
3	Junta tórica de cuerpos	6	Junta tórica de estanqueidad

Tabla 3. 7 - Válvula antirretorno – Componentes

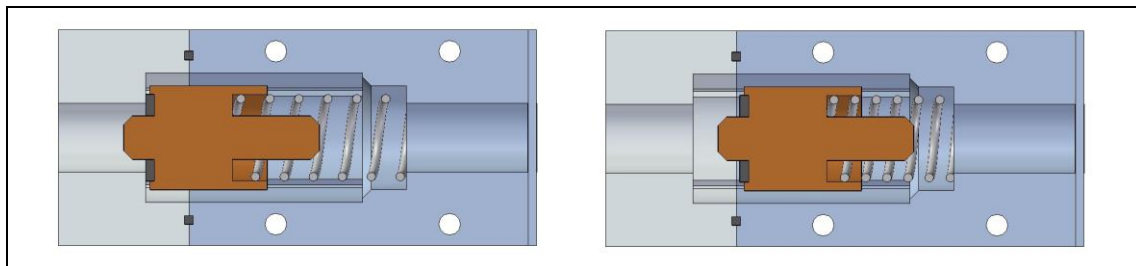


Fig. 3. 52 - Modelo de Válvula antirretorno – Sección cerrada ($P_2 > P_1$) y abierta ($P_1 > P_2$)

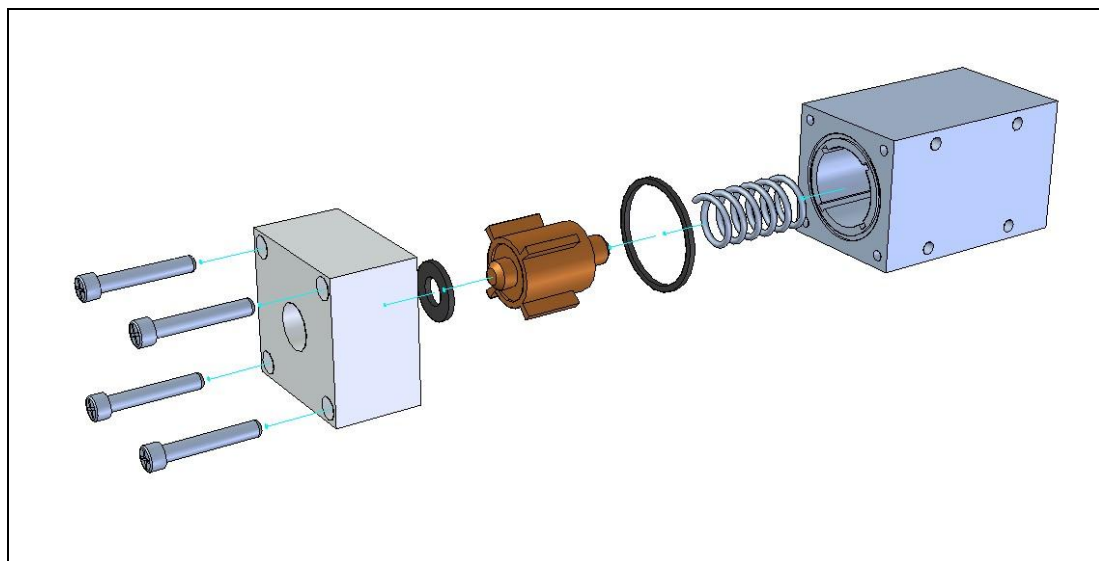


Fig. 3. 53 - Modelo de Válvula antirretorno – Explosionado

3.4.4.- Válvula reguladora de caudal

Es la más sencilla en cuanto a las simulaciones realizadas, ya que solo contiene 4 componentes y su funcionamiento es extremadamente simple. Esta válvula basa su funcionamiento en la obturación del agujero de paso entre dos conductos. Si vemos el apartado de llenado de depósitos del bloque 4, en función de la regulación de esta válvula, vemos que la apertura de esta y el caudal que pasa no se comporta ni mucho menos de manera lineal, con lo que debemos tener cuidado a la hora de utilizar este componente, ya que no hay diferencias realmente apreciables con aperturas superiores al 70%. Las diferencias importantes se encuentran del 0% (cerrada) al 40%.



Fig. 3. 54 – Ejemplos de válvulas reguladoras de caudal marca BOSCH y representación DIN [61].

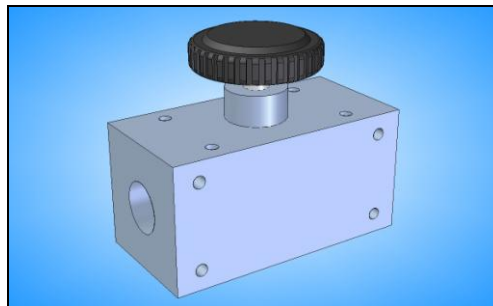


Fig. 3. 55 - Modelo de Válvula reguladora de caudal – Vista general

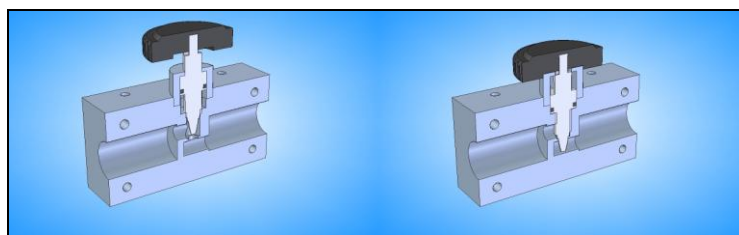


Fig. 3. 56 - Modelo de Válvula reguladora de caudal – Sección general, Apertura 100% y 0% (cerrada)

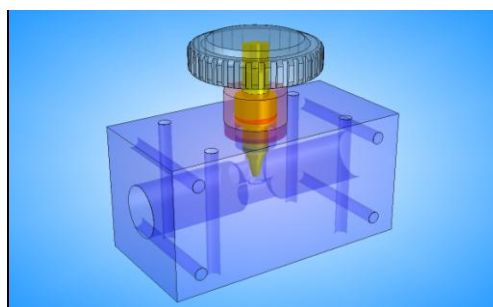


Fig. 3. 57 - Modelo de Válvula reguladora de caudal – Otras vistas

Modelos de alambre y componentes coloreados

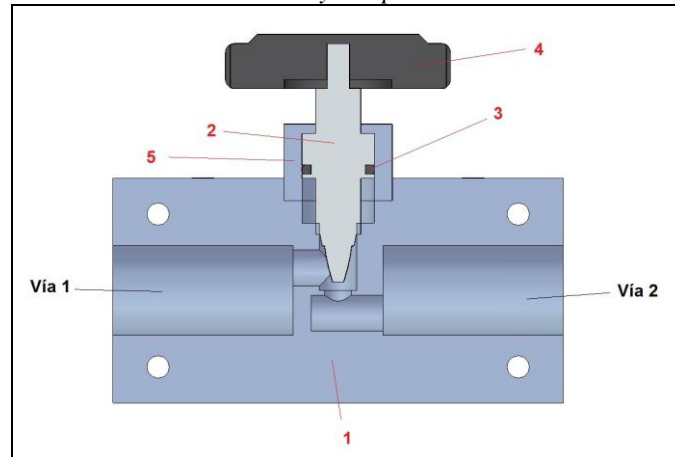


Fig. 3. 58 - Modelo de Válvula reguladora de caudal – Sección

DENOMINACIÓN DE LAS PIEZAS DEL CONJUNTO Válvula reguladora de caudal			
1	Cuerpo	4	Rueda de regulación
2	Vástago regulador roscado	5	Casquillo roscado
3	Junta tórica de estanqueidad	-	-

Tabla 3. 8 - Válvula reguladora de caudal – Componentes

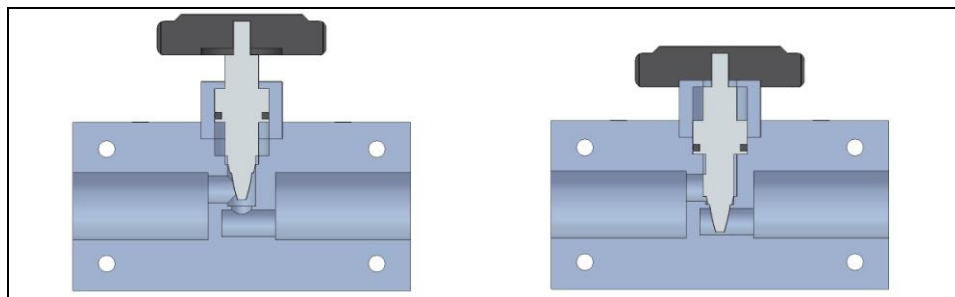


Fig. 3. 59 - Modelo de Válvula reguladora de caudal – Secciones, apertura 100% y 0% (cerrada)

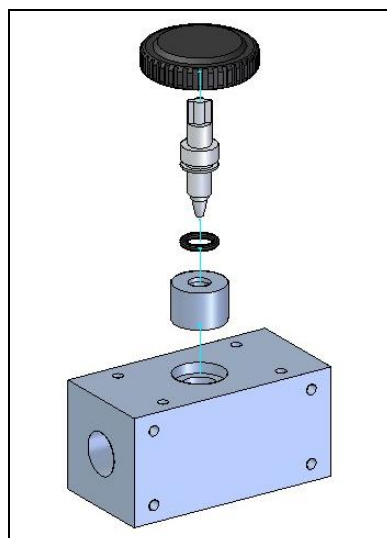


Fig. 3. 60 - Modelo de Válvula reguladora de caudal – Explosionado

3.5.- CIRCUITOS ESQUEMÁTICOS

A continuación se simplifican los diseños anteriores para crear los circuitos de manera más didáctica y comprensible. Se simulan tres tipos de válvulas y dos tipos de cilindros, que posteriormente se utilizarán en los circuitos.

A modo de soporte para los elementos se creó un panel perforado al que se irán ensamblando los componentes y tuberías del circuito. Puesto que los montajes, como ya se ha dicho, se realizan de manera esquemática se omiten todos los elementos que no aporten información relevante desde el punto de vista didáctico a las simulaciones (como por ejemplo juntas, casquillos de fijación, tornillería,...).

3.5.1.- Componentes esquemáticos

A continuación se muestran varias vistas de las distintas válvulas que se utilizarán para el montaje de los circuitos.

1) Válvula 3/2 pilotada por pulsador, retorno por muelle

En las figuras siguientes se muestra el conjunto utilizado para esquematizar esta válvula, cuyo símbolo neumático es el siguiente:

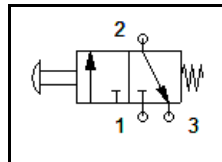


Fig. 3. 61 - Símbolo válvula 3/2 con pulsador, retorno por muelle

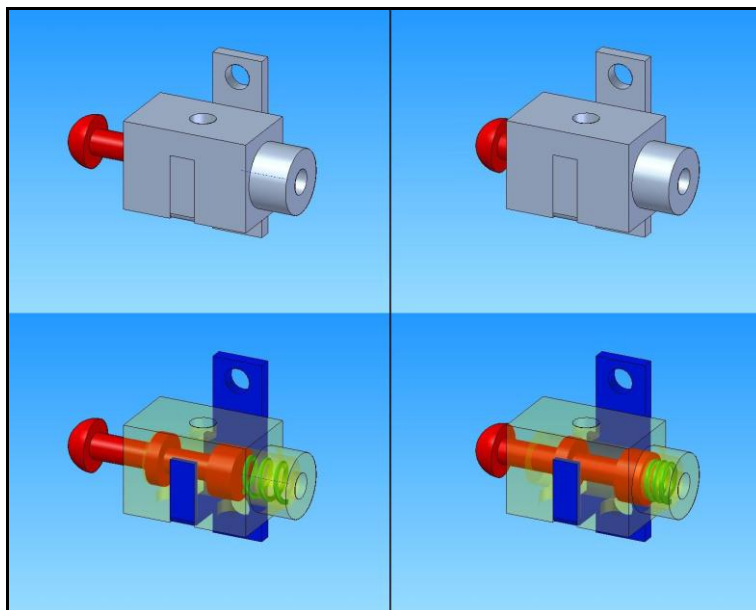


Fig. 3. 62 - Perspectivas de la válvula 3/2 sin accionar (izquierda) y accionada (derecha)

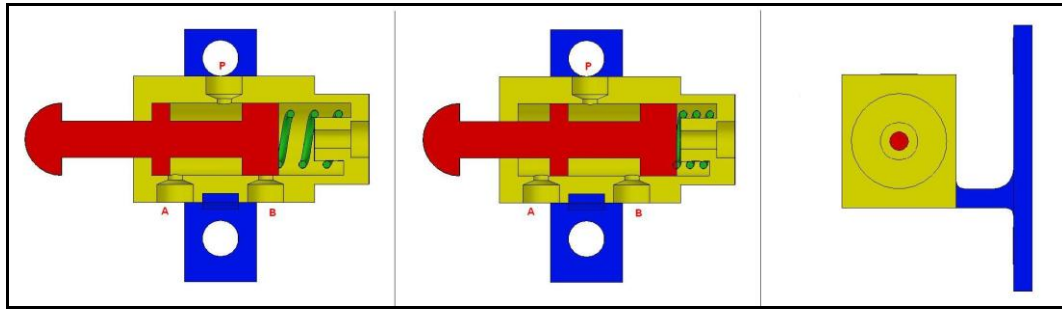


Fig. 3. 63 - Sección de la válvula 3/2 sin accionar (izquierda) y accionada (centro). Perfil (derecha)

También se utilizará otra válvula idéntica pero pilotada por presión, que no se ha añadido por ser prácticamente igual salvo el émbolo, que no dispone de pulsador (sin “seta”).

2) Válvula 4/2 pilotada por presión

Es idéntica a la simulada en el apartado 3.2.2. El símbolo para esta válvula es el que sigue:

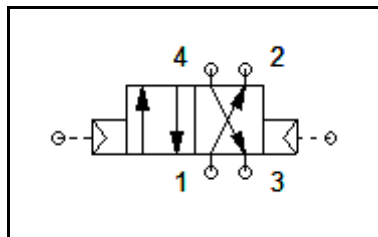


Fig. 3. 64 - Símbolo válvula 4/2 pilotada por presión

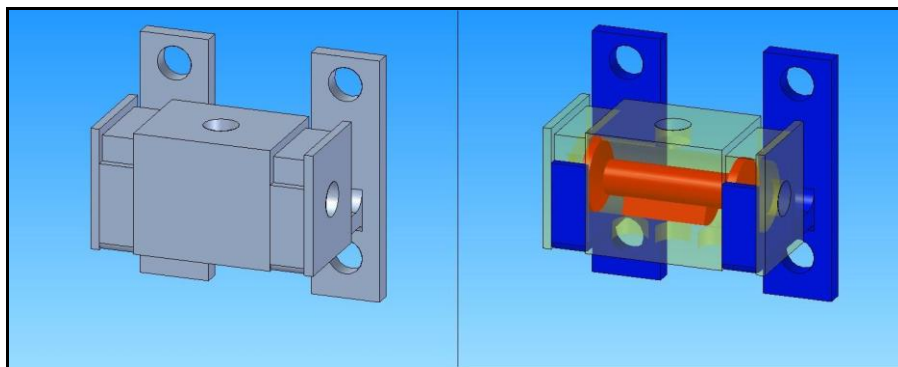


Fig. 3. 65 - Perspectivas exterior (izquierda) y con transparencias (derecha) de la válvula 4/2

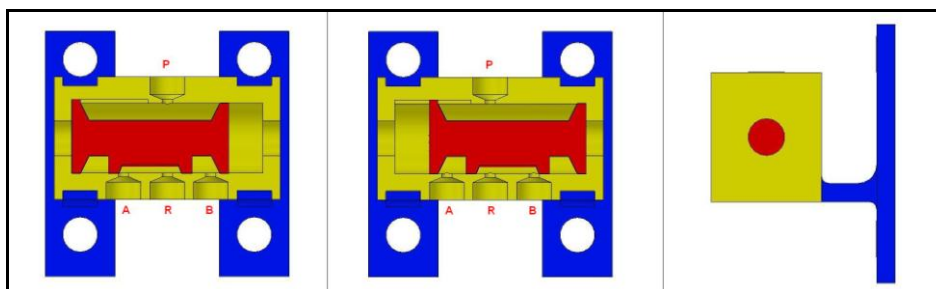


Fig. 3. 66 - Sección de la válvula 4/2, posición 1 (izquierda) y posición 2 (centro). Perfil (derecha)

3) Actuadores

Pasaremos ahora a exponer los cilindros neumáticos que utilizaremos en los circuitos, así como otros de mayor complejidad a modo de ejemplo.

- **Cilindro doble efecto**

Su funcionamiento ya se explicó en el apartado 4.1.2. Solo se muestra el conjunto simplificado.

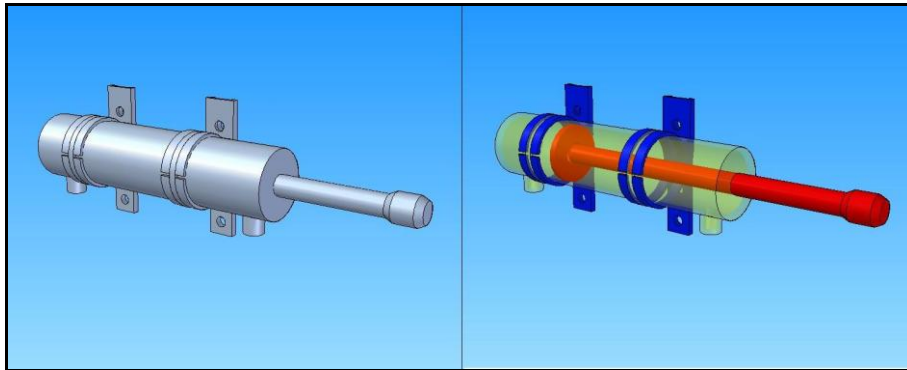


Fig. 3. 67 - Perspectivas exterior (izquierda) y con transparencias (derecha) del cilindro de doble efecto

- **Cilindro simple efecto retorno por muelle**

Este cilindro solo recibe presión por su parte posterior. Cuando esta cesa el vástago se retrae debido al muelle que actúa sobre el émbolo. Su simbología es la siguiente:

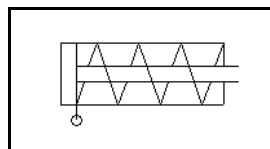


Fig. 3. 68 - Símbolo para el cilindro de simple efecto con retorno por muelle

En la página siguiente vemos una perspectiva (vista exterior y con elementos transparentes)

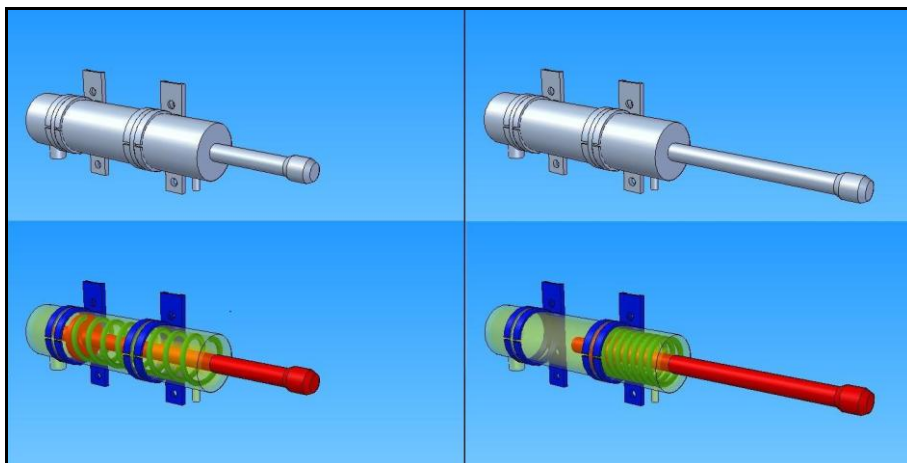


Fig. 3. 69 - Perspectiva del cilindro de simple efecto sin actuar (izquierda) y actuado (derecha)

4) Tuberías y conductos

Este apartado contiene todos los elementos que en los circuitos esquemáticos simulan las canalizaciones y los racores utilizados. Dado que están fuertemente esquematizados, no presentan mayor interés que el gráfico y el de diseño con el software (algunos de ellos se han realizado con protrusiones por barrido).

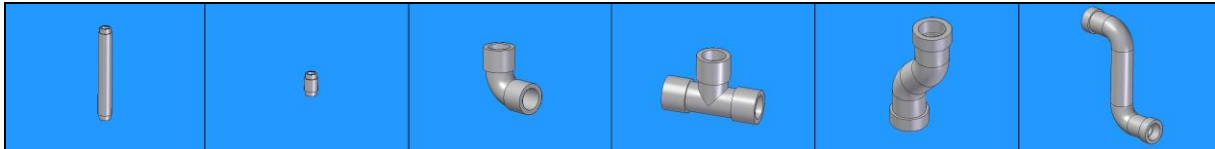


Fig. 3. 70 - Distintos tubos y codos esquemáticos para los montajes

3.5.2.- Simulación esquemática de circuitos básicos

Ahora simularemos dos circuitos muy simples pero que nos ayudarán a comprender el funcionamiento de los distintos elementos vistos anteriormente y nos darán una idea de la complejidad que puede llegar a tener un circuito neumático.

NOTA: EN EL CD-ROM SE ENCUENTRA DISPONIBLE UNA PRESENTACIÓN *.PPT EN LA QUE SE PUEDE HACER FUNCIONAR Y CONTROLAR EL CIRCUITO.

1) Circuito a

Este primer circuito es bastante simple y consiste en el gobierno de un cilindro de simple efecto con retorno por muelle mediante accionamiento manual. Este tipo de montaje se denomina “en serie”, y se utiliza normalmente en prensas manuales para que el operario deba tener ambas manos ocupadas (los pulsadores se sitúan lo suficientemente lejos) mientras se produce la carrera del actuador, impidiendo accidentes.

- **Elementos y funcionamiento**

Los elementos de los que consta el circuito pueden verse en la figura siguiente:

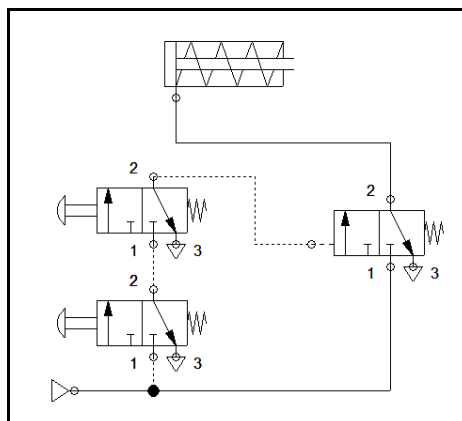


Fig. 3. 71 - Esquema circuito a

Los elementos de los que consta son un cilindro de simple efecto con retorno por muelle, dos válvulas 3/2 accionadas manualmente y otra válvula 3/2 pilotada por presión.

En cuanto al funcionamiento, cuando se presiona uno solo de los pulsadores el circuito permanece inmóvil; si se pulsan ambos (no necesariamente de forma simultánea) el cilindro actúa. Al soltar cualquiera de los dos la válvula que gobierna el cilindro vuelve a su posición normalmente cerrada y el cilindro vuelve a su posición original.

- **Simulación con Solid Edge**

Ensamblando de manera adecuada los componentes simulados anteriormente se diseñó el montaje que se ve en la figura siguiente:

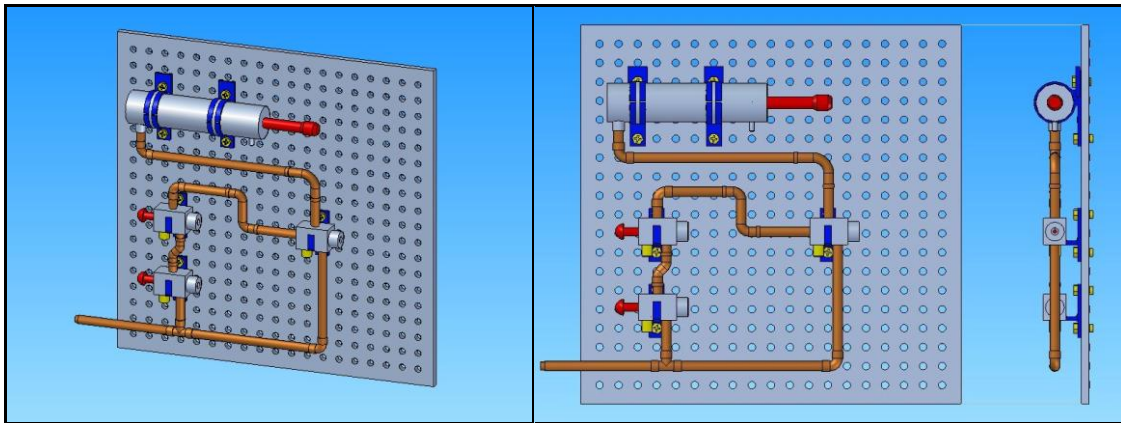


Fig. 3. 72 - Circuito a simulado con Solid Edge®. Perspectiva, alzado y perfil

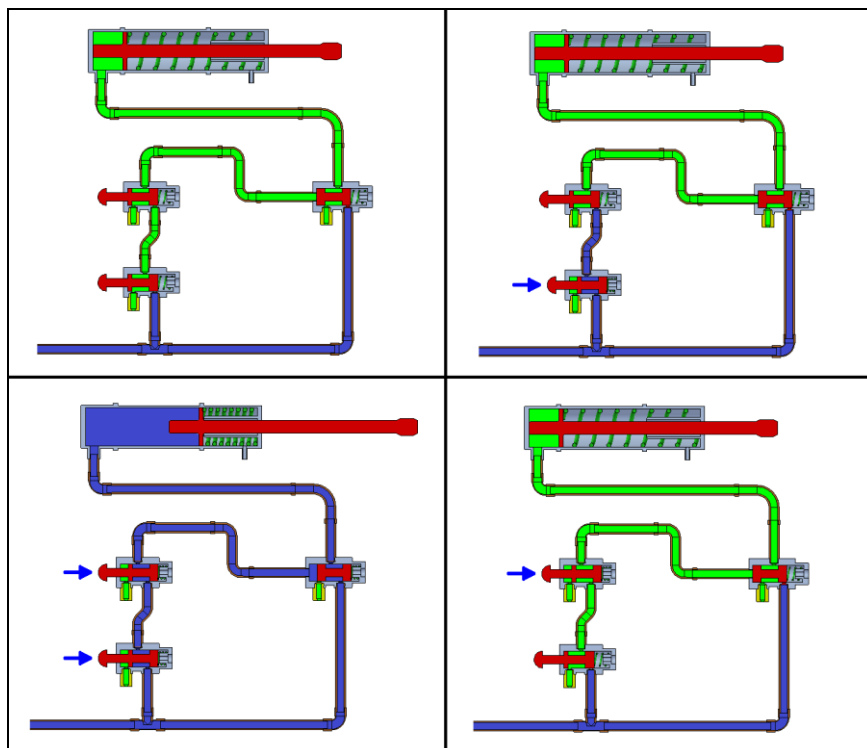


Fig. 3. 73 - Circuito a simulado con Solid Edge®. Estados

2) Circuito b

Ahora se muestra un circuito también simple pero con una nueva válvula en el que se ve más claramente si cabe el funcionamiento de este.

- **Elementos y funcionamiento**

El siguiente circuito simulado consiste en un cilindro de doble efecto gobernado por una válvula 4/2 pilotada por presión mediante dos válvulas 3/2 accionadas manualmente con retorno por muelle. Dado que la válvula 4/2 no tiene una posición determinada, según actuemos sobre una u otra válvula de control el cilindro avanzará o retrocederá según las circunstancias. Es importante observar que si una de las válvulas de control está actuada, aunque se actúe sobre la otra el cilindro no variará su posición.

El esquema del circuito es el siguiente:

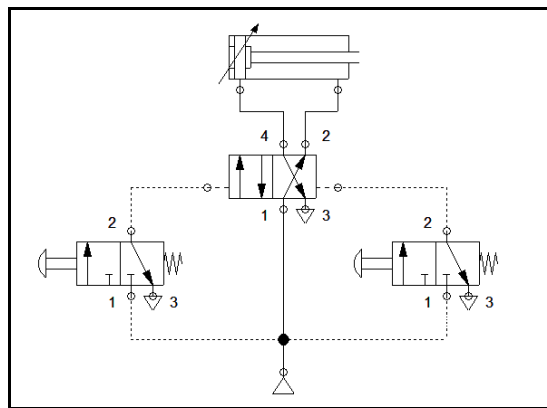


Fig. 3. 74 - Esquema circuito b

- **Simulación con Solid Edge**

A continuación se simula el circuito como en el caso anterior. También se ha añadido un detalle de la válvula 4/2 para una mejor comprensión.

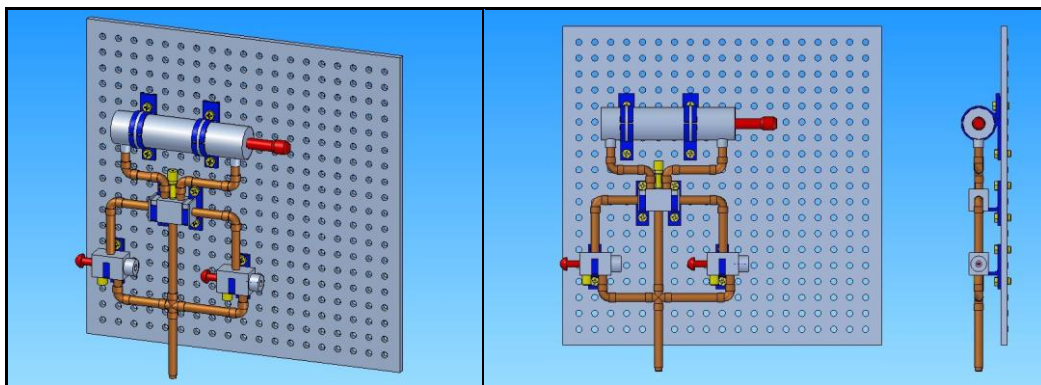


Fig. 3. 75 - Circuito b simulado con Solid Edge®. Perspectiva, alzado y perfil

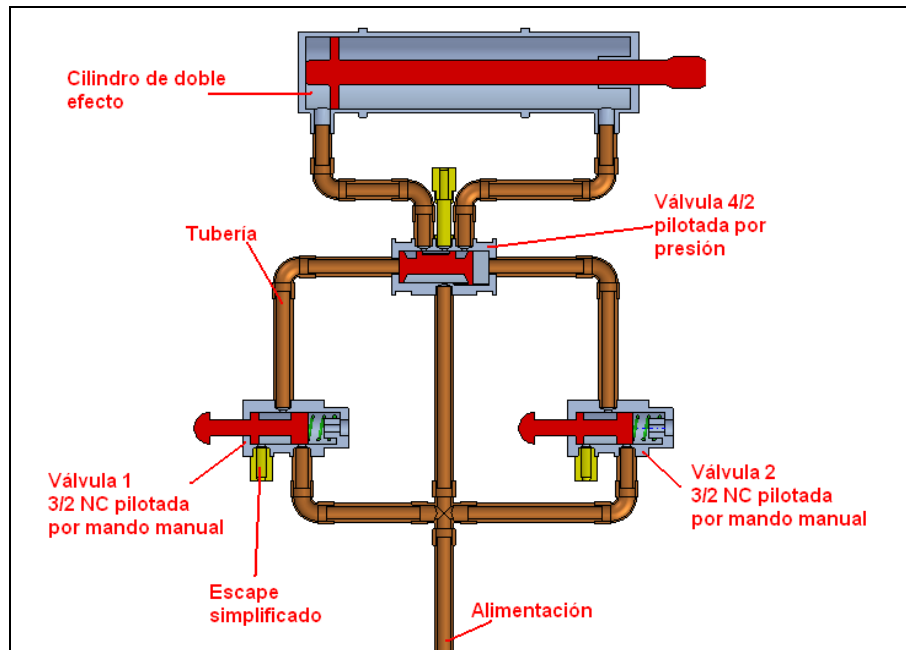


Fig. 3. 76 - Elementos del circuito b. Sección

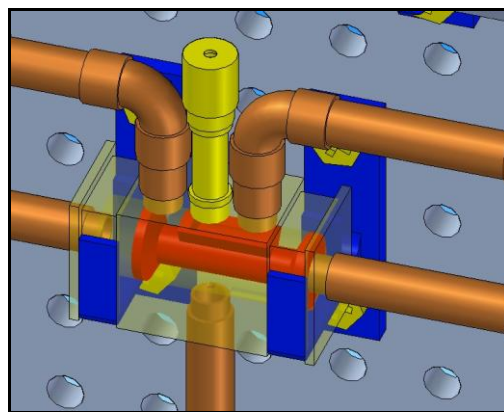


Fig. 3. 77 - Detalle válvula 4/2 pilotada por presión

Como se hizo para el circuito anterior, se vuelve a mostrar el funcionamiento pero con las imágenes de la simulación.

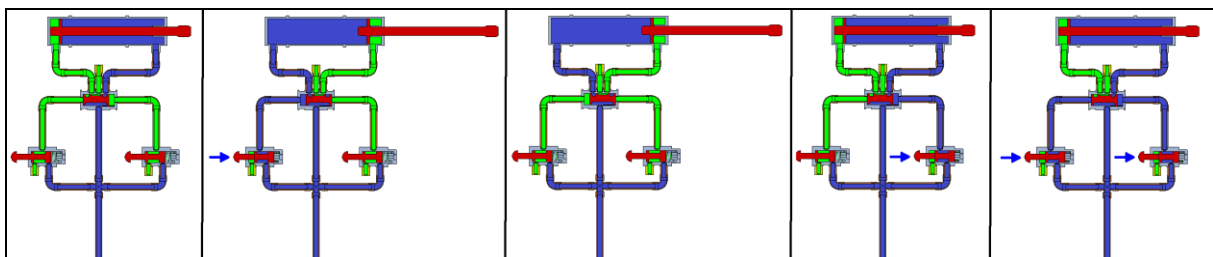


Fig. 3. 78 - Circuito b simulado con Solid Edge®. Estados

4.- APLICACIÓN: CIRCUITOS NEUMÁTICOS. SIMULACIÓN.

En este capítulo se simularán gran cantidad de circuitos neumáticos mediante el programa de simulación Festo Fluidsim v4.2 (existe una versión de prueba en la página web de Festo Didactic). En el anexo IV se dispone de una introducción al manejo de este programa.

Todas las simulaciones realizadas se pueden encontrar tanto en el CD-ROM anexo al proyecto como en la página web realizada. En el CD-ROM se pueden encontrar en el formato propio de Fluidsim, en formato de video, Flash y gif animados.

El objetivo de este capítulo es ver de manera más clarificadora el funcionamiento de los circuitos neumáticos. Desde los circuitos más simples y los modos de mando habituales hasta complejos circuitos que simulan el funcionamiento de tornos y máquinas automáticas.

Junto con las simulaciones, se añaden explicaciones a cada uno de los circuitos, para poder sacarle el mayor provecho didáctico tanto al documento escrito como a la página web.

Este capítulo se complementa con el capítulo 2, concretamente con el apartado 2.8. Muchos de los circuitos allí expuestos, aquí son simulados. Con ambos, el lector quede capacitado para llevar a cabo diseños complejos y solucionar problemas de automatización en ningún modo triviales.

Aunque no es el objetivo del proyecto, también se comentarán y simularán algunos circuitos electro-neumáticos, a modo de breve introducción al tema, ya que esta tecnología es la más ampliamente utilizada dada su versatilidad, facilidad de manejo y disminución de componentes y costes.

4.1.- CIRCUITOS BÁSICOS

En este apartado se explicarán los circuitos más sencillos para comprender el funcionamiento de los elementos más comunes en la tecnología neumática [62]. Asimismo, también se darán algunas nociones de la tecnología electro-neumática, con la simulación y explicación de dos circuitos sencillos.

Nos servirá, junto con el apartado 4.2, como introducción para las máquinas que se presentarán en los apartado 4.3 y siguientes.

4.1.1.- Circuitos elementales

1) Mando de un cilindro de simple efecto

Aplicación: El vástago de un cilindro de simple efecto debe salir al accionar un pulsador. Al soltar el pulsador debe volver a la posición inicial.

Esquema (Fig. 4.1): Al accionar la válvula 3/2 pasa el aire comprimido de P a A, el escape R está cerrado. Al soltar el pulsador se realiza el retroceso de la válvula mediante el muelle. La cámara del cilindro y el conducto se ponen en escape de A hacia R, la alimentación de aire comprimido P está cerrada.

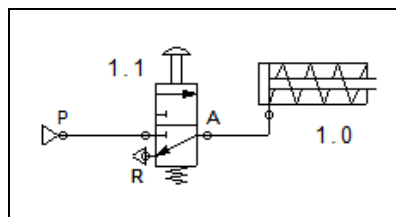


Fig. 4. 1 - Mando de un cilindro de simple efecto.

2) Regulación de la velocidad en cilindros de simple efecto

Aplicación I: La velocidad de un cilindro de simple efecto debe ser regulada al avance.

Esquema (Fig. 4.2):

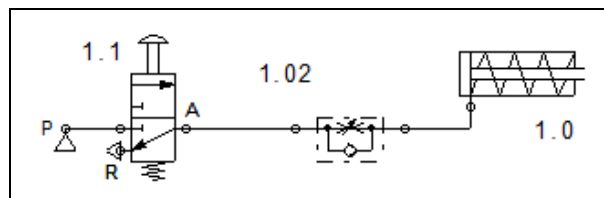


Fig. 4. 2 - Regulación de la velocidad en cilindros de simple efecto al avance.

Funcionamiento: En el caso de cilindros de simple efecto la velocidad puede ser disminuida por medio de un regulador en un solo sentido, con efecto de estrangulación de la alimentación del aire a la entrada del cilindro.

Aplicación II: La velocidad de vástago debe ser regulable al retroceso.

Esquema:

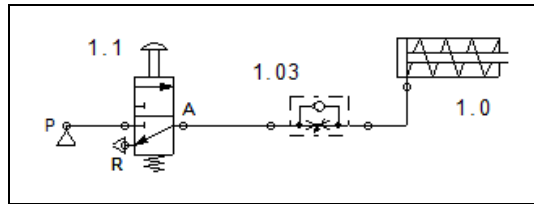


Fig. 4.3 - Regulación de la velocidad en cilindros de simple efecto al retroceso.

Funcionamiento: En este caso la estrangulación actúa sobre el escape del aire comprimido.

Aplicación III: La velocidad del vástago de un cilindro de simple efecto debe ser regulable al avance y al retroceso por separado.

Esquema:

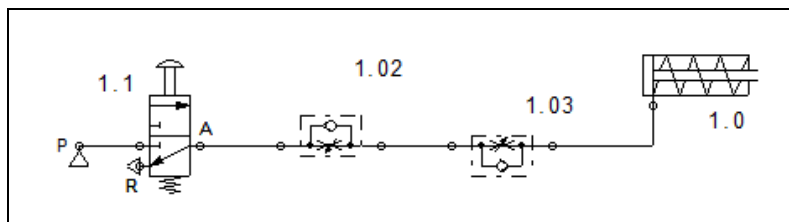


Fig. 4.4 - Doble regulación de la velocidad en cilindros de simple efecto.

Funcionamiento: En este caso para regular separadamente, son necesarios dos reguladores en un solo sentido. (Podría utilizarse también un regulador en los dos sentidos).

3) Mando con selector de circuito

Aplicación: Un cilindro de simple efecto, debe poder efectuar su movimiento mandado desde dos puntos diferentes.

Esquema (Fig. 2.26c):

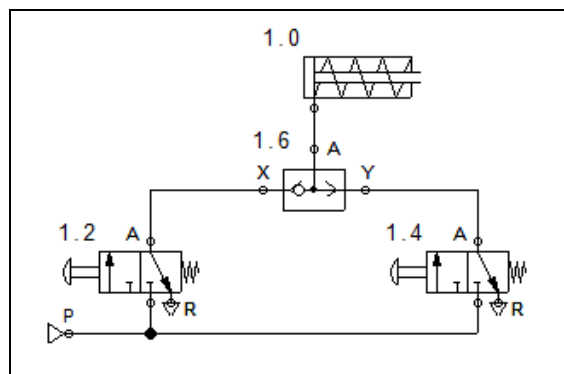


Fig. 4.5 - Mando con selector de circuito.

Funcionamiento: Cuando se acciona 1.2, el aire circula de P hacia A, y también de X a A, en 1.6 hacia el cilindro, al igual que si se pulsa 1.4. En ausencia del selector, cuando se pulsase 1.2 ó 1.4 el aire se dirigiría hacia el escape de la otra válvula en vez de hacerlo hacia el cilindro.

4) Mando de simultaneidad

Aplicación: El vástago de un cilindro de s.e. solamente debe salir al accionar dos válvulas 3/2.

Esquema a)

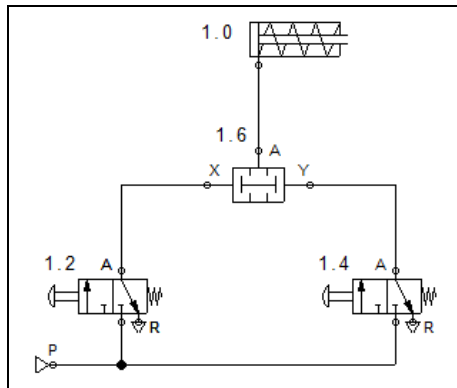


Fig. 4. 6 - Mando de simultaneidad en paralelo.

Funcionamiento: El accionamiento de la válvula 1.2 y 1.4 da aire en X e Y de la válvula de simultaneidad que alimenta al cilindro a través de A.

Esquema b)

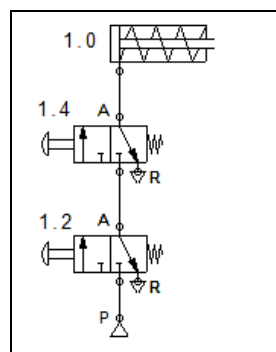


Fig. 4. 7 - Mando de simultaneidad en serie.

Funcionamiento: Montaje en serie. Se deben accionar las válvulas 1.2 y 1.4, entonces puede salir el cilindro de simple efecto.

Esquema c)

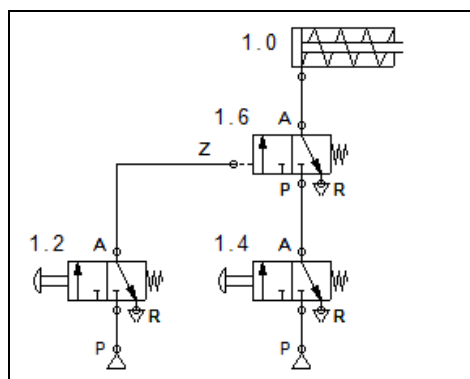


Fig. 4. 8 - Mando de simultaneidad en paralelo-serie.

Funcionamiento: Se deben accionar las válvulas 1.2 y 1.4, entonces puede salir el cilindro de simple efecto, gobernado por 1.6.

7) Regulación de velocidad de un cilindro de doble efecto

Aplicación: Las velocidades de salida y entrada deben poder ser reguladas separadamente.

Esquema a) (Fig. 2.27b)

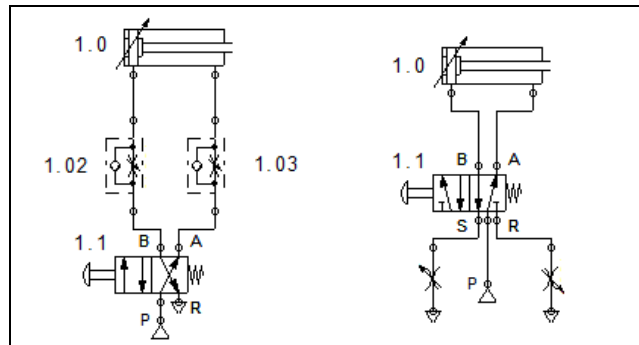


Fig. 4.11 - Regulación de la velocidad en cilindro de doble efecto I.

Funcionamiento: Estrangulación del aire de escape. Se crea un cojín de aire que facilita una velocidad relativamente lenta, independiente de la carga.

Con válvulas 4/2 se deben utilizar reguladores en un solo sentido. Con válvulas 5/2 reguladores en dos sentidos.

Esquema b)

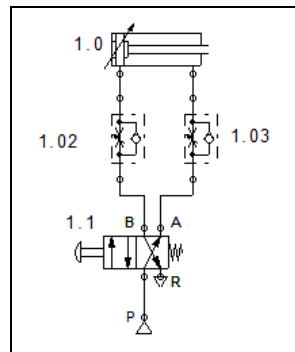


Fig. 4.12 - Regulación de la velocidad en cilindro de doble efecto II.

Funcionamiento: Estrangulación del aire de alimentación. Arranque más suave, pero sin precisión en la regulación y muy dependiente de la carga. Es preferible la solución anterior.

8) Aumento de la velocidad en cilindros de simple y doble efecto

Aplicación I (Fig.2.26a): Aumentar la velocidad de retroceso en un cilindro de simple efecto.

Esquema:

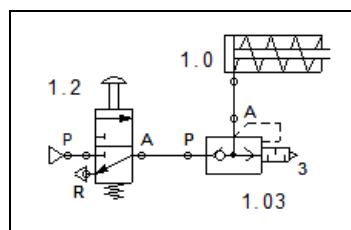


Fig. 4.13 - Aumento de la velocidad en cilindro de simple efecto.

Funcionamiento: Una válvula de escape rápido realiza la purga del cilindro y del conducto.

Aplicación II: El aumento de velocidad en el avance de un cilindro de doble efecto.

Esquema:

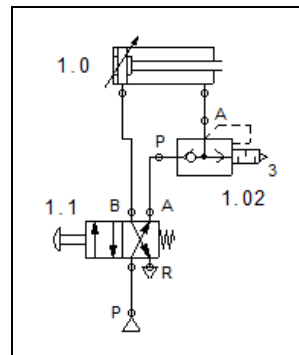


Fig. 4. 14 - Aumento de la velocidad en cilindro de doble efecto.

Funcionamiento: Una válvula de escape rápido realiza la purga del depósito del cilindro y del conducto.

9) Mando indirecto de un cilindro de doble efecto

Aplicación: Accionar mediante dos válvulas (1.2 y 1.3) un cilindro de doble efecto de tal forma que, el vástago sale al accionar la válvula 1.2, y al soltarla permanece en la posición final de carrera delantera hasta que se dé una contraseñal para el retroceso (válvula 1.3).

Esquema:

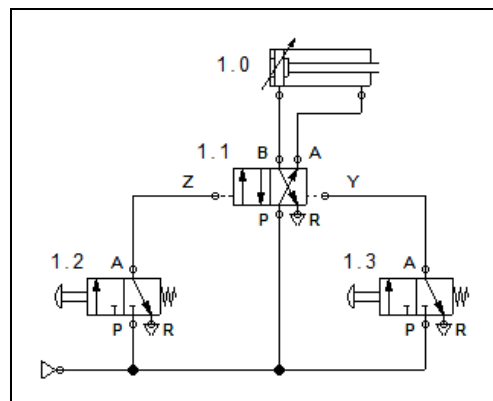


Fig. 4. 15 - Mando indirecto de cilindro de doble efecto.

Funcionamiento: Si se acciona la válvula 1.2 conmuta a la válvula 4/2 (1.1), mediante una señal en Z. El vástago del cilindro sale. El cilindro se queda en esta posición hasta que, una señal de la válvula 1.3 conmuta la válvula 1.1 en Y, volviendo el cilindro a su posición inicial.

10) Retroceso de un cilindro de doble efecto por final de carrera

Aplicación: El vástago de un cilindro de doble efecto debe retroceder al llegar a la posición final de carrera delantera, en caso de que la válvula que manda el avance no esté accionada.

Esquema:

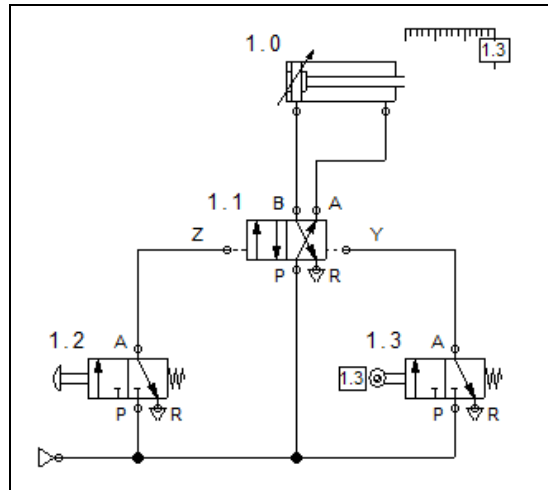


Fig. 4. 16 - Retroceso de cilindro de doble efecto por final de carrera.

Funcionamiento: Mando como en 9, pero la válvula 1.3 es de rodillo. Una línea de marcación 1.3 indica que la válvula es accionada en la posición final de vástago salido del cilindro 1.0.

11) Mando de un cilindro de doble efecto con válvula 4/3

Aplicación: Control de la posición, el avance y retroceso de un cilindro de doble efecto.

Esquema a): Funcionamiento: La válvula 4/3 permite el control total en todo momento (incluida posición).

Esquema b): Funcionamiento: En la posición intermedia se pierde el control, ya que las cámaras quedan purgadas y el cilindro libre; si existe reacción se moverá en ese sentido (incluida la gravedad).

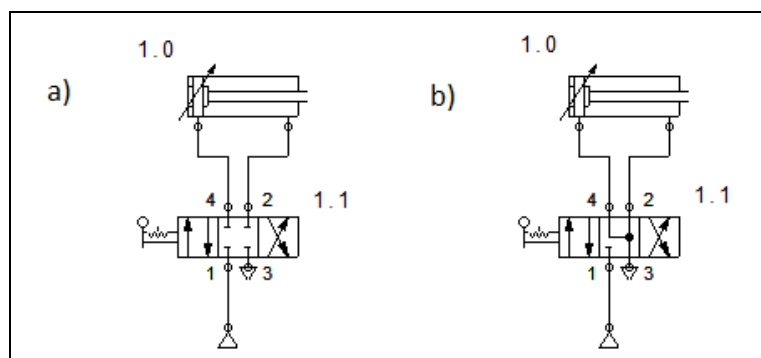


Fig. 4. 17 - Mando de un cilindro de doble efecto con válvula 4/3.

12) Control y regulación de velocidad de motores neumáticos

Aplicación: Regulación del número de revoluciones de un motor neumático con dos sentidos de circulación sobre válvulas de estrangulación independientes para cada sentido de giro.

Esquema:

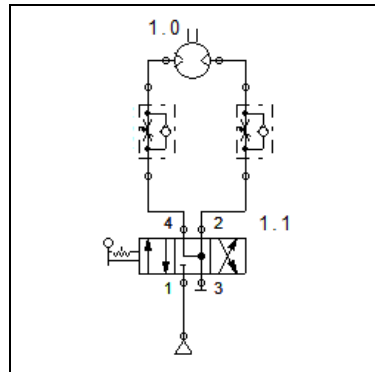


Fig. 4.18 - Control y regulación de velocidad de un motor neumático.

Funcionamiento: Con la válvula 4/3 y usando el tapón ciego del escape en la posición intermedia, mantenemos el circuito presurizado en dicha posición (esto mejora el rendimiento y la velocidad de reacción). Si se deja el escape libre, en dicha posición el circuito se purga.

4.1.2.- Temporizadores

Todos los circuitos que se enumeran y han sido simulados a continuación basan su funcionamiento en el elemento de retardo, que no es sino una válvula de estrangulación en una dirección determinada unido a un pequeño depósito. Vemos en la figura siguiente el esquema que utilizaremos para el estudio, con los valores más representativos.

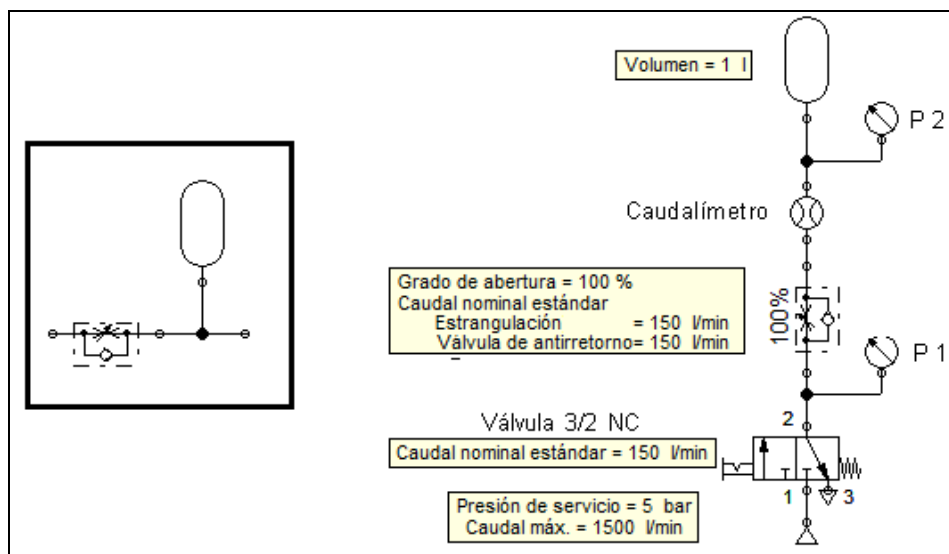


Fig. 4.19 - Elemento de retardo y circuito para simulación de llenado.

Estudiemos cómo se realiza la carga y descarga de un depósito y como la simula (acercándose lo máximo posible a la realidad) el programa neumático Fluidsim.

El circuito tiene medidores de presión (manómetros) a la entrada y la salida de la estrangulación, y medidor de caudal (caudalímetro) en la línea. Se representan las variables y las condiciones de trabajo. En $t=0$ s se actúa la válvula 3/2. Obtendríamos las gráficas mostradas a continuación.

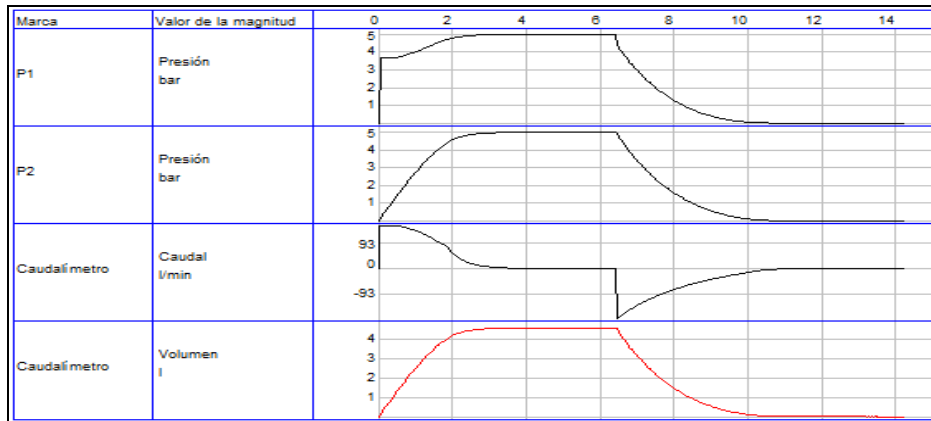


Fig. 4. 20 - Diagrama de estado.

Actuando la válvula en $t=0$ y liberándola cuando el caudalímetro marca 0 l/min

Para diferentes aberturas de la estrangulación obtenemos los siguientes valores. Los tiempos de carga y descarga son los transcurridos desde el inicio de la simulación.

Abertura	100%	50%	25%	10%	1%
t. Carga [s]	7	10	16	33	260
t. Descarga [s]	15	20	28	55	300

Tabla 4. 1 - Valores de tiempo de carga y descarga según apertura de estrangulación.

Interpolando polinómicamente (4º grado) estos valores obtenemos la gráfica que sigue:

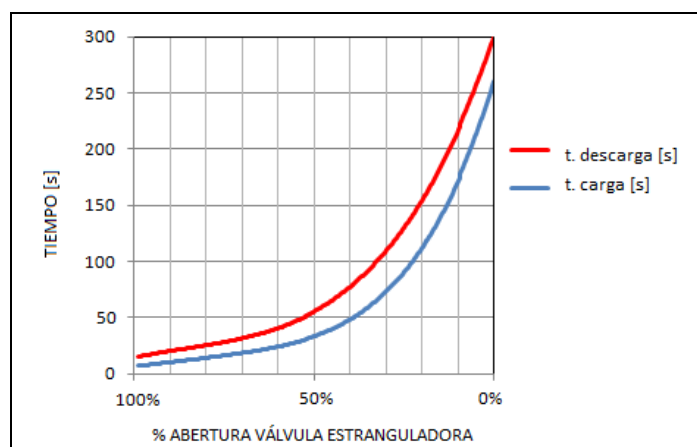


Fig. 4. 21 - Tiempos de carga y descarga según apertura de la válvula de estrangulación.

Constatamos que la regulación del llenado no es lineal con la estrangulación, como podíamos pensar a priori.

1) Retardo a la conexión

Aplicación: Retardar la actuación sobre un pilotaje (en este caso, una válvula 3/2 NC)

Esquema:

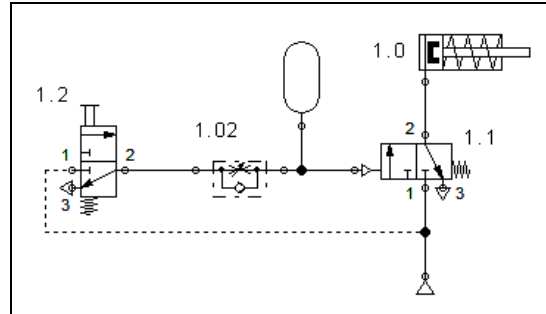


Fig. 4.22 - Retardo a la conexión.

Funcionamiento: Al accionar la válvula 1.2, la estrangulación impide que el depósito se llene de inmediato, retardando la consecución de la presión que vence la fuerza del resorte. Regulando la abertura de la estrangulación controlamos el tiempo de retardo (como se ha visto anteriormente, no es lineal).

2) Retardo a la desconexión

Aplicación: Retardar la relajación sobre un pilotaje (en este caso, una válvula 3/2 NC)

Esquema:

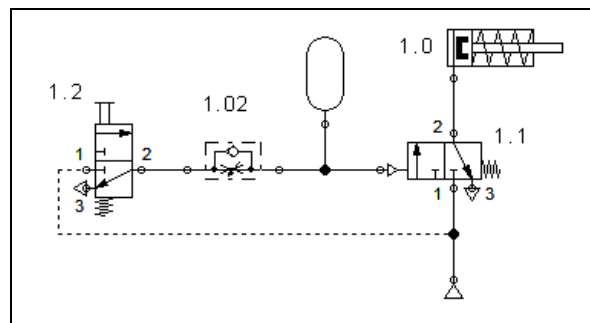


Fig. 4.23 - Retardo a la desconexión.

Funcionamiento: Al accionar la válvula 1.2, el depósito se llena de inmediato y se actúa la válvula 1.1. Al liberarla, la estrangulación impide la salida del aire a presión, retardando la consecución de la presión que deja de vencer la fuerza del resorte. Regulando la abertura de la estrangulación controlamos el tiempo de retardo a la desconexión.

3) Doble retardo

Aplicación: Retardar la actuación sobre un pilotaje (en este caso, una válvula 3/2 NC) tanto a la conexión como a la desconexión.

Esquema:

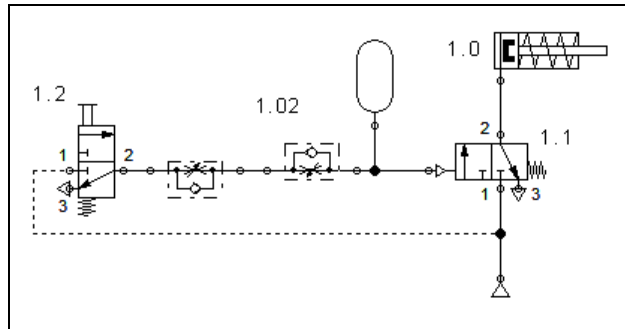


Fig. 4. 24 - Doble retardo.

Funcionamiento: Cada estrangulamiento funciona en un sentido según los apartados 1) y 2).

4) Conversión de señal permanente a pulso

Aplicación: Convertir una señal permanente en un pulso y controlar la frecuencia de este.

Esquema:

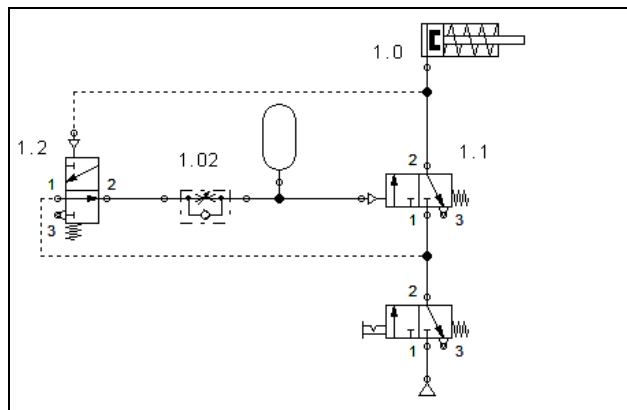


Fig. 4. 25 - Conversión de señal permanente en pulso.

Funcionamiento: La señal permanente se activa mediante la válvula 1.01 y, tras el transitorio inicial, al actuar la válvula se actúa junto con la 1.2 y el depósito se descarga. Al dejar de actuar sobre la válvula, la 1.2 vuelve a su posición NA, rellenando el depósito y actuando la válvula 1.2 de nuevo. La frecuencia del pulso se controla mediante la estrangulación.

El cilindro se ha utilizado para constatar la señal pulsante, pero este montaje se suele utilizar para otras aplicaciones, no para controlar actuadores.

4.1.3.- Modalidades de mando

Lo fundamental y por lo tanto lo que más caracteriza a una máquina o a un aparato es el mando. Conociendo el mando puede averiguarse mucho sobre la máquina; por ejemplo, si es adecuada para fabricación de piezas sueltas o en serie, si es apta para trabajos semiautomáticos o automáticos, o la capacidad productora. El punto principal de toda máquina es el mando y, por lo tanto, debe dedicársele una atención especial, independientemente de qué modalidad de mando se trate [63].

1) Mando dependiente de la voluntad humana

Depende de la voluntad de la persona que maniobra. Todos los mandos manuales y por pedales son dependientes de la voluntad. En ellos, los emisores de señales son válvulas de accionamiento manuales. El avance o retroceso (marcha a derechas o a izquierdas) de un órgano motriz se regula por separado. En la figura siguiente se representa un esquema de mando dependiente de la voluntad humana, con órganos reguladores complementarios. Puede suponerse, por ejemplo, cómo podría mandarse un cilindro desde un puesto central. Para ello basta un corto impulso para el avance o para el retroceso. La posición final correspondiente se mantiene hasta que un contraimpulso produce la inversión.

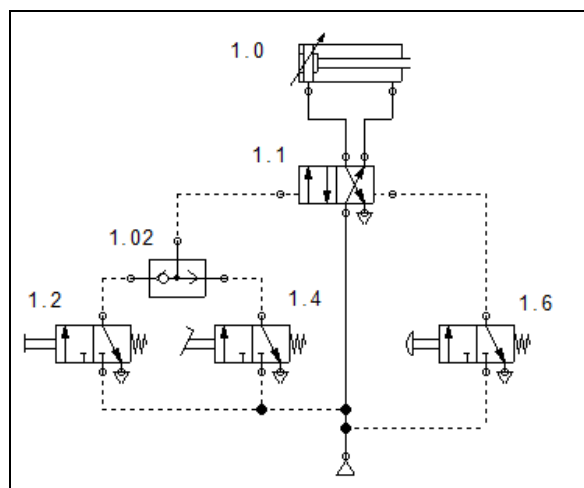


Fig. 4. 26 - Mando dependiente de la voluntad humana.

Este ejemplo tiene además una puerta lógica «O» para producir el movimiento manualmente o por pedal. Todos los mandos requieren la intervención del hombre para su servicio, ya que la producción de la señal debe efectuarse manualmente en los dos sentidos del movimiento.

Este tipo de mando se emplea allí donde no ha de considerarse funcionamiento enlazado de una máquina y tampoco hay un desarrollo automático de la secuencia de trabajo. Por consiguiente, es apta solo para dispositivos muy simples, como fijaciones o similares.

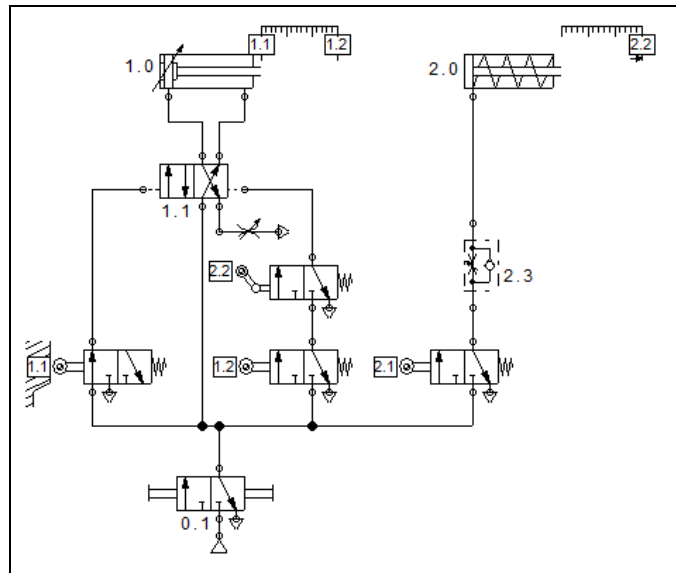


Fig. 4. 28 - Mando dependiente del movimiento II.

Cuando están accionadas las válvulas 1.2 y 2.2, retrocede el cilindro de doble efecto. Al mismo tiempo, la válvula 2.1 deja de ser accionada por el rodillo escamoteable y el cilindro 3.4 inicia también el retroceso. De este modo puede empezar una repetición de la secuencia de trabajo. El mando se desarrolla de modo automático hasta que el aire comprimido sea desconectado mediante la válvula 0.1.

El mando dependiente del movimiento es el fundamento para los mandos secuenciales automáticos. El mando se interrumpe en el acto, independientemente de la posición.

3) Mando dependiente del tiempo

Correspondiéndose con los mandos antes tratados, puede construirse un mando dependiente del tiempo que actúe en los dos sentidos del movimiento mediante la sustitución de los emisores de señales. Se origina un movimiento alternativo en función del tiempo. La dependencia del tiempo actúa en las dos posiciones extremas del cilindro. Se supone que el tiempo de avance y retroceso del émbolo es menor que el retardo del emisor de señales. Las válvulas empleadas para este retardo de tiempo fueron ya tratadas en el apartado 4.1.2. El retardo entre la entrada de la señal y la puesta en función del mando es ajustable de modo continuo hasta un valor máximo. El ejemplo de la figura muestra una inversión de los dos sentidos de movimiento sin finales de carrera. Con la impulsión para el avance, es iniciado también el tiempo para el retroceso. El tiempo de retardo (tiempo de reposo) en las posiciones finales es el tiempo total de retardo menos el tiempo de movimiento para el avance y retroceso. El tiempo de reposo es ajustable con precisión en las dos posiciones finales.

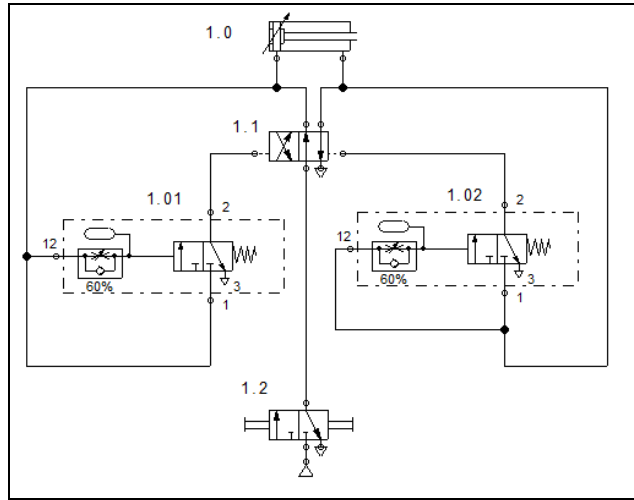


Fig. 4. 29 - Mando dependiente del tiempo.

El mando dependiente del tiempo puede emplearse para mandos consecutivos sencillos, o bien para mandos automantenidos dentro del tiempo máximo ajustable.

4) Mandos combinados

Los grandes mandos neumáticos de máquinas y equipos son casi siempre combinación de elementos dependientes del movimiento, tiempo o voluntad, que crean una función dada.

En el ejemplo siguiente, han sido reunidos en un mando los tres. Los requisitos establecidos para un proceso de prensado son los siguientes: Durante el avance de un vástago debe ser pulsado un accionamiento de pedal; en la posición final anterior el émbolo debe permanecer cierto tiempo y transcurrido retroceder automáticamente. Por seguridad, el pedal (alejado de la prensa) debe ser pulsado durante todo el avance (se verán sistemas de seguridad más profundamente en el apartado 4.2).

El funcionamiento es el siguiente: En tanto la válvula 1.2 esté accionada, el aire comprimido fluye sobre las válvulas 1.02 y 1.5 a la 1.1, la invierte y el vástago avanza hacia el exterior del cilindro. Cuando se alcanza la posición final anterior y con ella la válvula 1.3, puede dejarse libremente el mando de pedal, puesto que ahora la presión de pilotaje para la válvula 1.1 es mantenida por la válvula 1.3 sobre las 1.02 y 1.5. Al mismo tiempo, el elemento de retardo de la válvula 1.5 recibe la presión de pilotaje de la 1.3. Transcurrido el tiempo de retardo ajustado, la válvula 1.5 cierra el paso y purga el aire de mando hacia la válvula 1.1, que es puesta en la posición de partida por un muelle, y el émbolo retrocede.

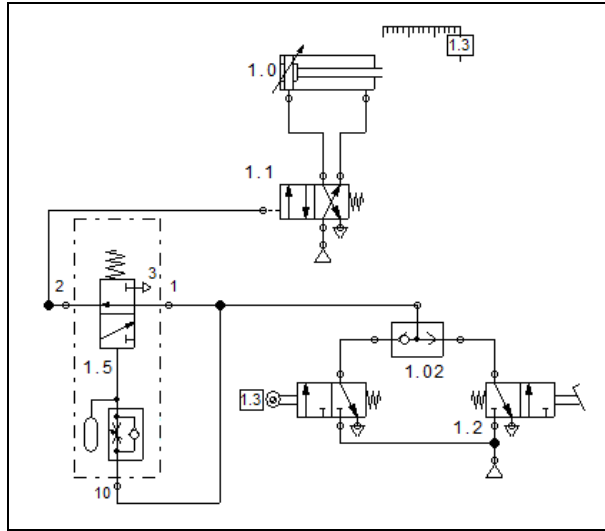


Fig. 4.30 - Mando combinado.

Mando de pedal con automantenimiento del pistón en la posición final anterior y retroceso ajustable dependiente del tiempo

La válvula de pedal 1.2 representa la función dependiente de la voluntad humana, la válvula 1.3 de rodillo es la función dependiente del movimiento y la válvula 1.5 de retardo representa la función dependiente del tiempo.

5) Mando secuencial

El mando secuencial funciona en dependencia del movimiento, pudiendo estar presentes también elementos temporizadores como complemento. Una función (camino recorrido o movimiento) origina la siguiente. Si por cualquier causa una función no se efectúa, la siguiente tampoco y el mando permanece en la posición de perturbación. Este mando precisa más emisores de señales que cualquier otra modalidad de mando; pero en él se cumple con seguridad el desarrollo previsto de las funciones.

Pueden ser de ciclo semiautomático o automático. Es semiautomático cuando para cada ciclo es necesario producir manualmente la señal de marcha (figura siguiente).

Como ejemplo, se supone un dispositivo de montaje en el que una pieza se coloca y se retira manualmente. En la ella deben meterse a presión dos piezas, que son alimentadas a través de un transportador, y colocadas a presión por el cilindro de prensado. El operario da la señal de arranque una vez colocada la pieza a trabajar. El esquema neumático puede ser, a modo de ejemplo, como el representado en la figura siguiente.

Tras conectar el aire comprimido (antes de la iniciación del trabajo, válvula 0,2) y colocar la pieza a trabajar, se presiona un momento el pulsador de marcha 1.1 y, a través de la válvula de impulsos 1.3 (memoria), el cilindro 1.0 inicia el avance. Al accionar la válvula 2.1, el cilindro 2.0 es puesto en avance con velocidad fijada por la válvula estranguladora 2.5.

166

Tan pronto como se conecte el aire comprimido a través de la válvula 0.2, el equipo empieza a trabajar. El cilindro 1.4 en su posición final trasera acciona la válvula 1.1 que produce el impulso de arranque y con ello inicia el proceso. La repetición del ciclo de trabajo se realiza hasta que se desconecta el aire comprimido desde 0.2.

En los mandos secuenciales también pueden ser incluidos elementos dependientes del tiempo, como retardadores. En el ejemplo mantenemos el ciclo de trabajo totalmente automático.

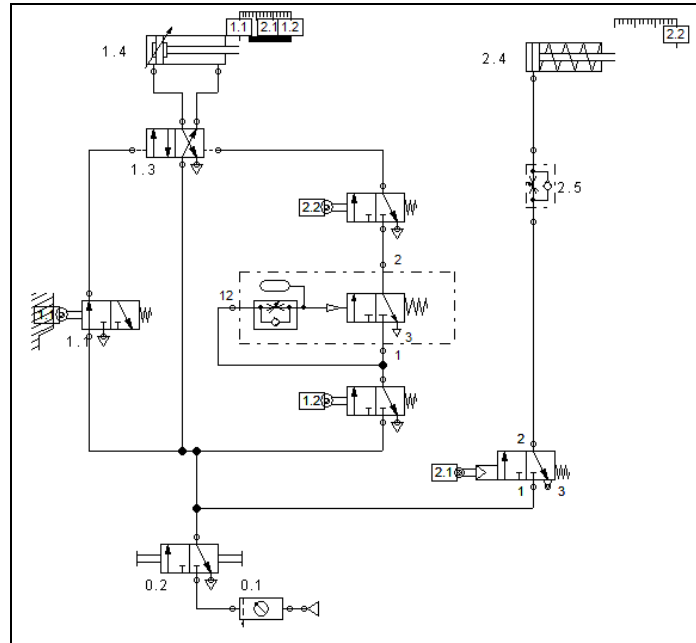


Fig. 4. 33 - Mando secuencial para ciclo automático con retardo complementario.

En los mandos secuenciales automáticos se impone a veces la exigencia de que también sea posible un ciclo independiente sin repetición, además del de repetición continua. Para este objeto, el mando neumático es equipado con una válvula selectora complementaria con la que pueden obtenerse ciclos semiautomáticos o automáticos. Vemos un ejemplo a continuación.

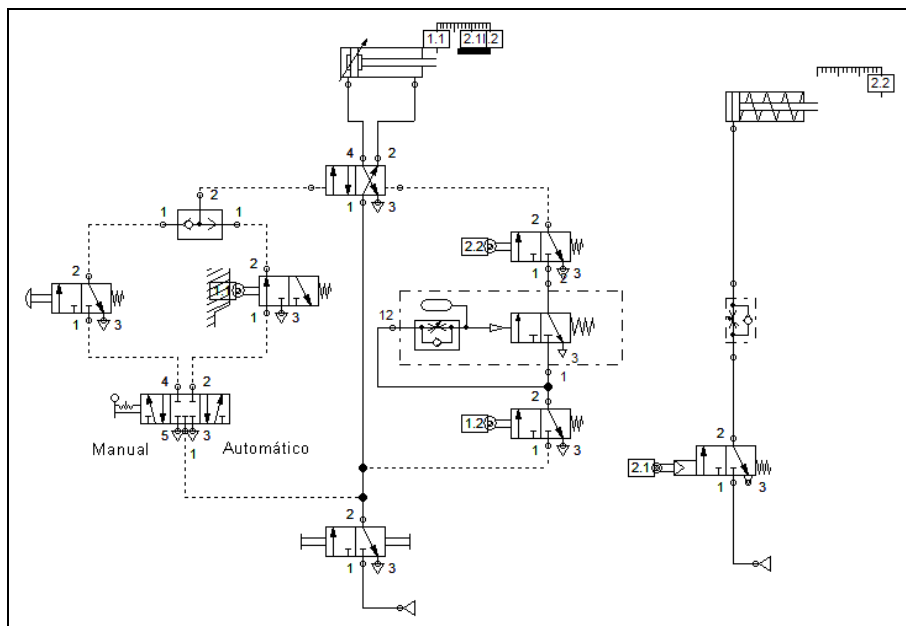


Fig. 4. 34 - Mando secuencial para ciclo manual/automático con retardo complementario.

El mando secuencial trabaja dependiente del movimiento: La función precedente origina la siguiente a ella. En caso de avería el mando permanece parado en la función perturbada.

Los mandos siguientes utilizan las tecnologías neumática, hidráulica, eléctrica y electrónica para realizar el control de los circuitos. Veremos una introducción al control electroneumático, dada su importancia, pero este tema se escapa al alcance de este proyecto, con lo que no lo trataremos en profundidad. El resto no los veremos por igual motivo.

6) Mando electroneumático

El mando combinado a base de la electrotecnia y neumática representa una nueva posibilidad de elección, además del mando neumático puro. Lo eléctrico se utiliza en la parte de la información y control para la transmisión y proceso de las señales. La neumática se emplea en la parte energética para la amplificación y el trabajo. El elemento de unión es la válvula electromagnética que es empleada lo mismo como órgano de mando que como órgano de mando y regulador combinado. La parte eléctrica de estos mandos trabaja normalmente con tensiones continuas o alternas de 12 ó 24V, y excepcionalmente con 220V. Las válvulas electroneumáticas se diferencian sólo en la clase de accionamiento.

La gran ventaja es la rapidez del paso de la señal y la posibilidad de enlazar elementos de mando pertenecientes a un mismo equipo incluso con grandes separaciones entre ellos. Asimismo, el coste mucho menor de los componentes eléctricos y el espacio disponible son factores determinantes. Es, con muchísima diferencia, la tecnología más ampliamente utilizada. Como excepción, en los recintos con peligro de fuego o explosión es preferible emplear el mando neumático puro, dada la protección especial de los elementos eléctricos.

La figura siguiente presenta un mando neumático puro (el simulado en el punto 10 del apartado 4.1.1) y un mando electroneumático con las mismas condiciones [64].

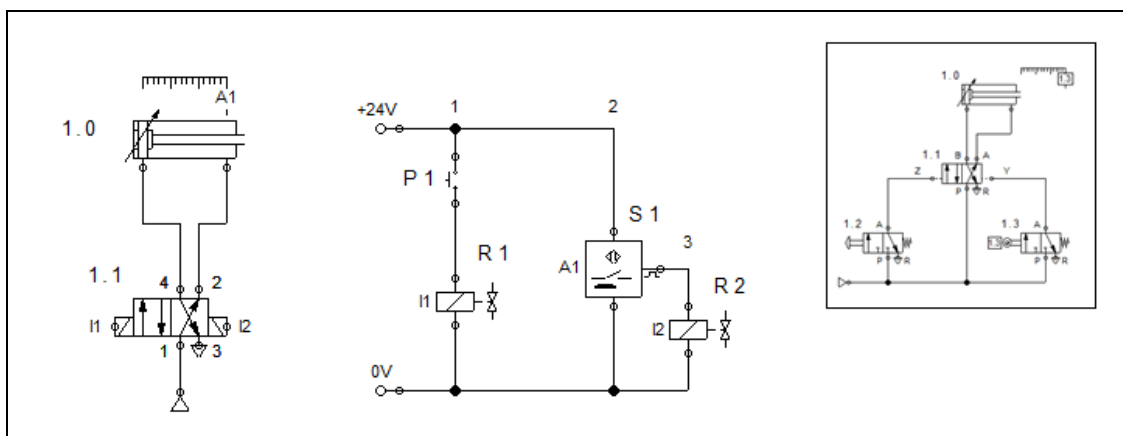


Fig. 4. 35 - Circuito electroneumático sencillo y equivalente neumático.

Al actuar sobre el pulsador P1, el solenoide de válvula R1 queda alimentado, y se acciona la válvula 1.1, saliendo el cilindro. Cuando llega al final de carrera, el sensor inductivo A1 alimenta el interruptor de alimentación inductiva S1, y este genera señal al solenoide R2, que actúa sobre el otro extremo de la válvula 1.1, generando el retroceso del cilindro.

El sensor inductivo (detector de proximidad inductivo) utilizado, además de evitar la colocación de la válvula de rodillo de fin de carrera en la posición adecuada y el tamaño de esta, tiene un coste muy inferior.

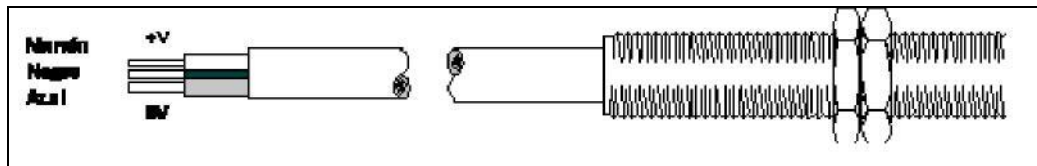


Fig. 4. 36 - Detector de proximidad inductivo [65].

Su configuración típica es la de una varilla roscada que en su interior contiene unos circuitos emisor y receptor impresos de procesamiento de señal. La señal de salida la proporciona un transistor PNP o NPN. El principio físico de funcionamiento de las células optoelectrónicas está basado sobre el hecho de que la luz generada por un emisor la detecta un receptor que la convierte en una señal de conmutación.

Diversos son los sistemas destinados para llevar a cabo este hecho:

- barreras fotoeléctricas
- sistema réflex
- sistema reflexión directa
- fibras ópticas
- detectores de infrarrojos

En el sistema de reflexión directa el emisor y el receptor están integrados en el mismo componente. La luz infrarroja modulada, emitida por el detector, se refleja sobre el objeto a detectar de manera difusa. Una parte de la luz incidente se refleja retornando al receptor, que la utiliza para efectuar la conmutación.

Los finales de carrera utilizados hasta ahora detectan la posición del cilindro allí donde queremos que se produzca el siguiente movimiento de una secuencia de cilindros, mediante una electroválvula pilotada eléctricamente. Cualquier detector de posición, sea por principios magnéticos, ópticos, eléctricos, inductivos, capacitivos, aprovechan las características y la posición del material a detectar (sea un cilindro, una caja, una pieza de colores, una pieza metálica,...) para enviar una señal eléctrica. En el caso óptico la señal se produce cuando el receptor recibe la reflexión de la luz enviada por el emisor.

El mando electroneumático reúne las ventajas de los dos medios (electricidad y neumática), pero han de ponderarse cuidadosamente los criterios tales como distancias, número de cadenas de mando interrelacionadas, combinaciones de maniobra complejas, influencias ambientales y protecciones especiales.

En el siguiente ejemplo vemos un circuito algo más complejo, pero que solo dispone de tres elementos neumáticos, y permite realizar el control y una simple seguridad (encendido/apagado) del cilindro de doble efecto.

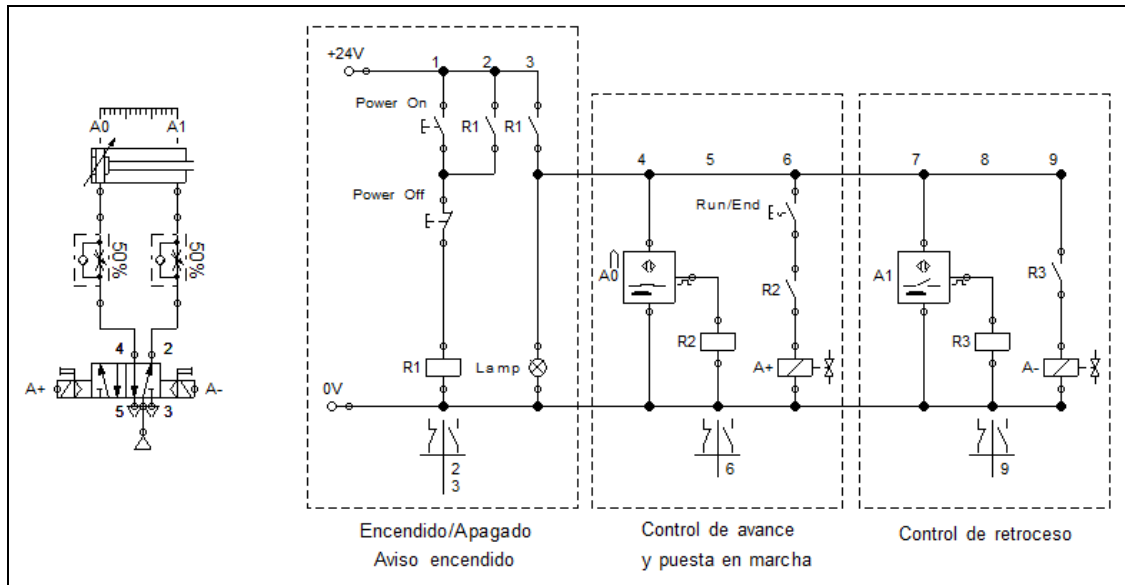


Fig. 4. 37 -Circuito electroneumático de funcionamiento automático.

Con encendido y apagado, iluminación de aviso y corte de corriente en caso de emergencia.

La parte del esquema eléctrico a la izquierda del interruptor Run/End corresponde a la fuente de alimentación. Se trata de un circuito de paro prioritario (Power OFF prevalece sobre Power ON) y una lámpara indicadora de tensión 24 V C.C.

En la práctica estos esquemas con bobinas y detectores con diferentes consumos se hacen pasar a través de relés eléctricos que evitan que algún componente reciba sobreintensidad (los detectores quedarían con los contactos pegados, etc....).

7) Mando neumático-hidráulico (sin simulación)

En esta modalidad de mando es necesario distinguir entre los mandos neumático-hidráulicos auténticos y artificiales.

A los artificiales pertenecen todos aquéllos que están montados con convertidores de presión, multiplicadores de presión y unidades modulares oleoneumáticas. En estos, la neumática aporta la energía de trabajo y de mando, empleándose la hidráulica para determinadas funciones que con la neumática no tienen tan buena solución. Por regla general, el empleo de

Funcionamiento: La válvula 1.1 se conmuta mediante la válvula 1.2. El retroceso se realiza en este caso no dependiente de la carrera sino de la presión, mediante una válvula de mando adicional 1.3. En caso de que el cilindro 1.0 es bloqueado en cualquier posición intermedia, se realiza la conmutación antes de que el vástago llegue a la posición final de carrera delantera (acumulación de presión). Por este motivo sólo se debe aplicar este tipo de mando, cuando no se exige demasiada seguridad. Cuando la presión llega al valor ajustado, se realiza la conmutación de la válvula 1.1.

2) Mando en función de la presión con control de fin de carrera

Aplicación: El vástago de un cilindro de doble efecto debe salir mediante una señal manual de puesta en marcha y conmutado en la posición final de carrera delantera. El retroceso sólo puede realizarse cuando se ha acumulado aire a la presión ajustada en la cámara posterior del cilindro.

Esquema:

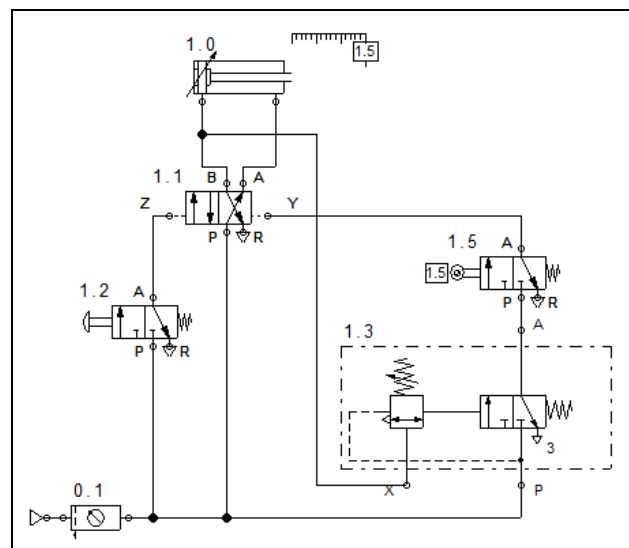


Fig. 4. 39 - Mando en función de la presión, con control de fin de carrera.

Funcionamiento: Pulsando la válvula 1.2, se pilota la válvula 1.1 con aire a presión. El vástago del cilindro 1.0 sale, accionando en la posición final de carrera delantera a la válvula 1.5. En el conducto de trabajo A del cilindro está conectada la válvula adicional 1.3, la cual sólo deja pasar la señal a la válvula 1.5 cuando se ha alcanzado la presión suficiente. Realizándose la conmutación de la válvula 1.1 y el retroceso del vástago del cilindro 1.0.

3) Mando en función del tiempo sin control mecánico de posición

Aplicación: Después de accionar un pulsador manual debe salir el vástago de un cilindro de doble efecto, volviendo a su posición inicial en función del tiempo (no confundir con retardo

a la desconexión: lo que se retarda es la transición de la válvula 1.3 a conexión, que actúa sobre la 4/2, que controla el retroceso del cilindro).

Esquema:

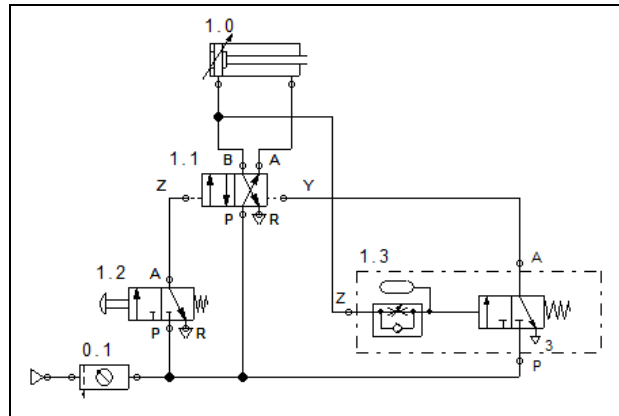


Fig. 4. 40 - Mando en función del tiempo, sin control mecánico de la posición.

Funcionamiento: Accionando la válvula 1.2 se pilota la 1.1 y el vástago del cilindro sale. A través del temporizador 1.3 damos una señal a la válvula 1.1 tras el tiempo ajustado y el vástago vuelve a su posición inicial.

Este mando trabaja sin final de carrera y carece de seguridad. Cuando el cilindro se bloquea en una posición intermedia, la válvula 1.3 igualmente nos pilota a la válvula 1.1 después del tiempo, y el vástago del cilindro retrocede a la posición inicial sin haber realizado su trabajo.

4) Avance lento - Retroceso rápido para cilindro de doble efecto

Aplicación: El vástago de un cilindro de doble efecto debe salir lentamente y volver rápidamente a su posición inicial después de haber llegado a la posición de vástago salido. Este circuito es similar al de regulación de la velocidad en el apartado 4.1.1, pero con cilindro de doble efecto.

Esquema:

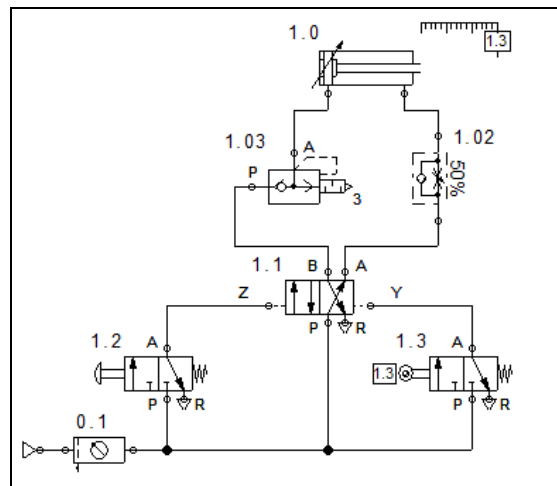


Fig. 4. 41 - Avance lento y retroceso rápido.

Funcionamiento: El vástago del cilindro sale al accionar la válvula 1.2. La velocidad de avance es ajustable mediante el regulador de caudal 1.02. La válvula 1.3 manda retroceder el vástago a su posición de salida. La velocidad aumenta mediante la válvula de escape rápido 1.03.

5) Mando con exigencias múltiples

Aplicación: El avance del vástago de un cilindro de doble efecto debe efectuarse una vez a través de dos pulsadores manuales, y otra vez, a través de un pulsador manual. El vástago del cilindro debe salir lentamente y retroceder rápidamente. Antes de cada puesta en marcha deben soltarse los pulsadores manuales y el cilindro debe estar en la posición final posterior.

Esquema:

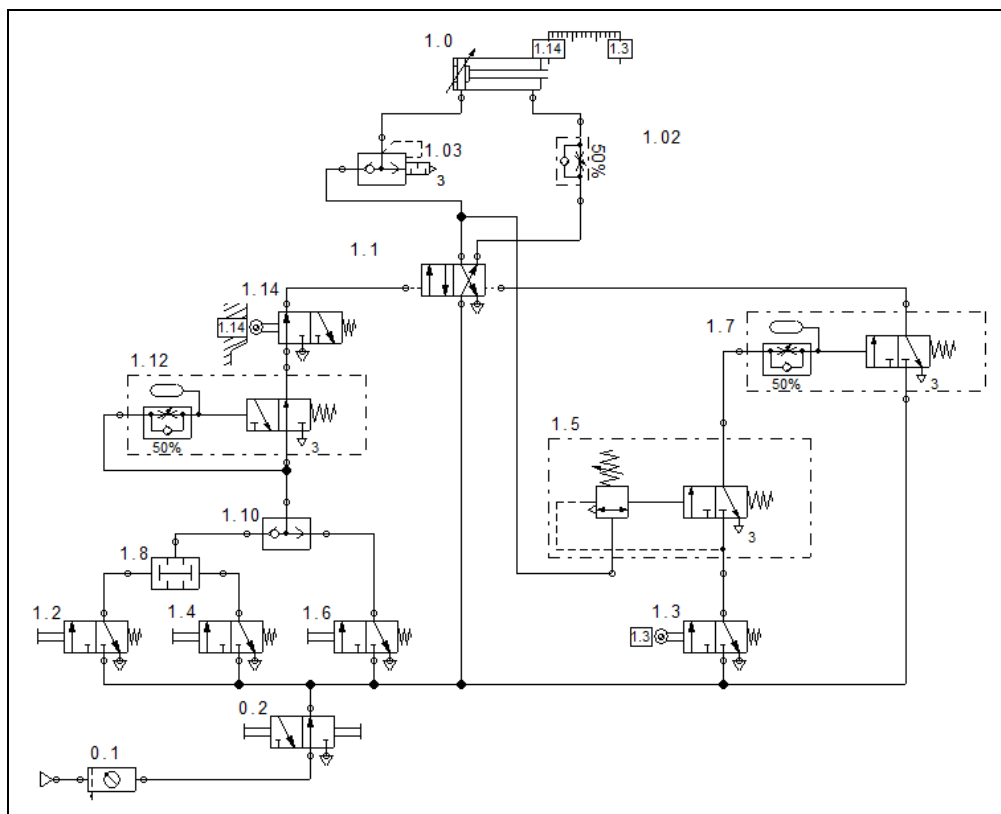


Fig. 4. 42 - Mando con exigencias múltiples.

Funcionamiento: Es una combinación de los anteriores. El retroceso se efectúa, cuando:

- 1) El cilindro ha alcanzado la posición final anterior.
- 2) En el cilindro tenemos una determinada presión, y
- 3) Ha transcurrido un cierto tiempo.

4.2.- SEGURIDADES Y CAPTACIÓN DE SEÑALES EN CIRCUITOS NEUMÁTICOS

A continuación veremos algunas de las configuraciones típicas de elementos para generar seguridades en los circuitos neumáticos. Estas son las más habituales y, por lo tanto, poseen un nivel de seguridad básico, pudiendo ser “evitadas” por el operario en un momento determinado. Después de darle muchas vueltas, he decidido crear estas solamente (con ayuda de los libros de texto, claro) ya que los sistemas de seguridad se pueden complicar tanto como se quiera (especialmente los electroneumáticos), para tener que realizar secuencias determinadas de acción en caso de generar una parada de emergencia.

También estudiaremos otros sistemas de captación y generación de señales menos habituales pero que resuelven de un modo más sencillo ciertos problemas de automatización neumática.

4.2.1.- Sistemas de seguridad

Veremos ahora los principales métodos para generar seguridades neumáticas [66].

1) Elección mando manual (una ejecución) o automático

Aplicación: Generar dos alternativas:

- Alimentar desde un pulsador para iniciar un ciclo único.
- Alimentar con una válvula monoestable (P. ej. a palanca con traba), y mantener la alimentación para generar un ciclo automático (que se repita hasta que cambiemos dicha válvula)

Esquema:

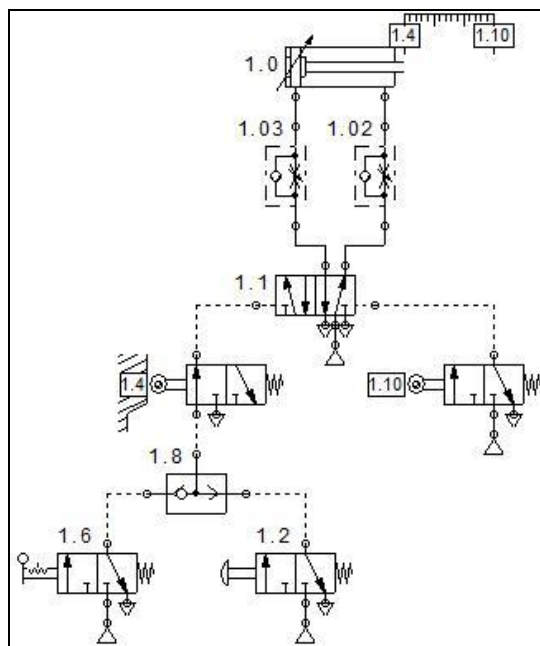


Fig. 4. 43 - Elección del modo de mando: Manual (ciclo único) o automático.

3) Paro de emergencia con eliminación de señal

Aplicación: La misma situación, pero funcionando también si la válvula 1.2 está permanentemente actuada.

Esquema:

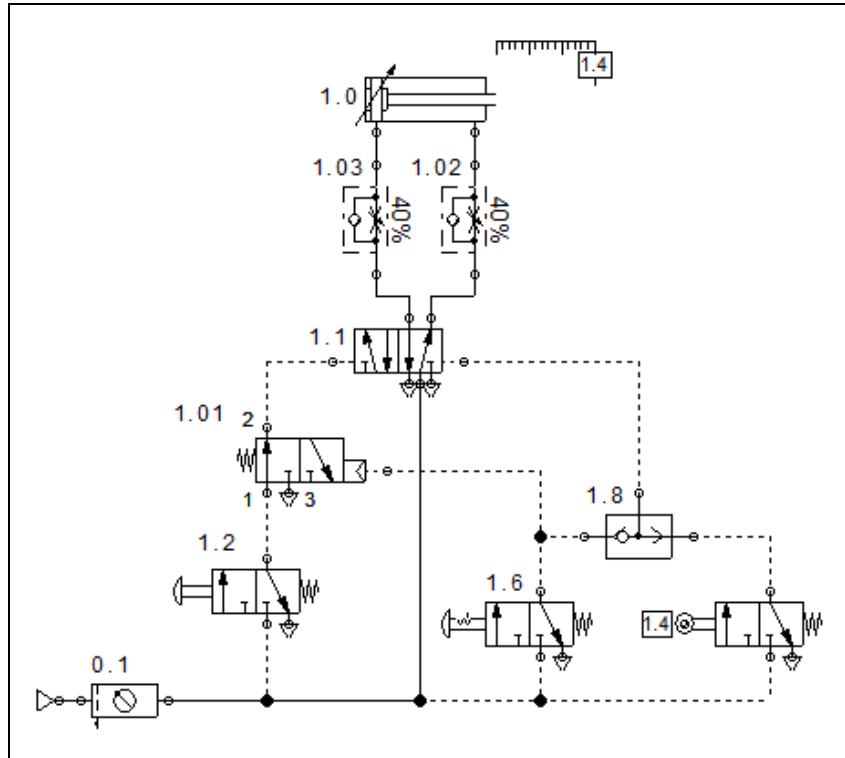


Fig. 4. 45 - Paro de emergencia con eliminación de señal.

Funcionamiento: Al presionar 1.2, el circuito se pone en marcha. Si dejamos este presionado se actúa permanentemente sobre 1.1, con lo que el cilindro no podría retroceder, porque aunque pilotásemos dicha válvula por el otro extremo, existiría un conflicto de señales y la válvula no se movería. Al pulsar el paro de emergencia 1.6, eliminamos al tiempo la señal de pilotaje de la válvula 1.1, por medio de la 1.01NA.

Si se suelta la 1.6, estando todavía la 1.2 accionada, el cilindro se pondría de nuevo en avance. Con lo que si se dejase presionada esta última, se podría manejar el circuito solo desde 1.6 (eliminando las seguridades, a riesgo del operador).

4) Reseteo

Aplicación: Se agregan los generadores de “reset” que generan las condiciones iniciales si estas fueran distintas de las que se generan a través del “paro de emergencia” o de ser necesario activar alguna línea cuando el sistema ha estado sin alimentación en forma total. Sirve como seguridad adicional para que el sistema no funcione hasta que el operador se asegure que todo está OK.

Esquema:

Funcionamiento: El circuito con la secuencia A+A- puede funcionar tanto en ciclo único como en ciclo automático (válvulas 1.8 y 1.6). En cualquier momento se puede accionar la emergencia (1.5) para hacer retroceder al cilindro. Para que el circuito vuelva a estar operativo se debe desactivar la emergencia y actuar sobre el pulsador de Reset. Si no se pulsa, ninguno de los mandos funcionará. Se resetean las válvulas 0.02 de alimentación al mando y 1.04 de alimentación al retroceso.

Ocurre un conflicto de señales cuando una válvula es pilotada por señales en sentidos contrarios, con lo que la válvula no puede reaccionar (en el ejemplo anterior, si manteniendo pulsado el paro de emergencia, pulsamos el reset existe conflicto de señales en 0.02 y 1.04).

Los No esenciales son aquellos que desaparecen al iniciarse el movimiento de un actuador que puede hacerlo pues no tiene en sus pilotajes conflicto.

Los esenciales son aquellos que no desaparecen de por sí (por la secuencia) y se deben eliminar.

Dentro de las resoluciones intuitivas, la eliminación de señales provocadoras de conflictos puede realizarse:

- Con válvulas de memoria, normalmente válvulas 3/2 doble piloto neumático.
- Con fines de carrera de gatillo (dan señal en un solo sentido) que colapsan la posición de su rodillo en el sentido contrario al que dan señal.
- Con la implementación de un timer para desactivar la señal que crea el conflicto.
- Con válvulas de funcionamiento alternativo, con un accionamiento imponemos una posición, con el siguiente la posición cambia. Estas válvulas se llaman de “flip flop”.

4.2.2.- Sistemas de captación y conversión

1) Captadores de posición sin contacto

La tendencia de aumentar la rentabilidad de las instalaciones de producción y montaje, la seguridad para el hombre y la fiabilidad de la máquina impone cada vez nuevas exigencias a los medios de automatización. En numerosos casos, sólo es posible transmitir señales sin contacto. Al efecto se pueden emplear captadores neumáticos. Estos pueden ser de dos tipos: Detectores de paso y de proximidad. Veremos solo el segundo por ser el más utilizado.

• Detector de proximidad (detector réflex)

Más simple o insensible a toda influencia perturbadora proveniente del ambiente es el principio de detección por reflexión. El detector de proximidad trabaja según este principio. Las toberas, receptora y emisora, están reunidas y forman un solo elemento. El detector de proximidad consiste en una tobera receptora, una emisora, un estrangulador y una vaina protectora.

El empalme P, se alimenta de aire comprimido (presión de alimentación, 10-20 kPa/0,1 -0,2 bar). Esta presión sale a la atmósfera por el canal anular exterior. Por la salida del aire comprimido se produce una depresión en la tobera interior.



Fig. 4. 47 - Detector de proximidad Festo [67].

Cuando un objeto interrumpe la salida de aire delante del canal anular, se forma una sobrepresión en la tobera receptora. En la salida X aparece una señal. Un amplificador capta esta señal y la transmite amplificada. Así se pueden mandar otras válvulas. El estrangulador

garantiza una transmisión Impecable de la señal. La separación entre la tobera y el objeto es, según la ejecución, de 1 a 6 mm.

En ejecuciones especiales, la separación es de 20 mm.

Las suciedades, ondas sonoras, peligros de explosión, oscuridad, objetos - transparentes o antimagnéticos no tienen ninguna influencia desfavorable sobre su funcionamiento.

Este detector se utiliza en todos los sectores de la industria, por ejemplo, en los dispositivos de control de herramientas de prensado y estampado, en mandos de centrado automático, de conteo y control de objetos, ya sea en la Industria textil o de envases, como control de cargadores y detector de partes chapadas de muebles en la Industria maderera.

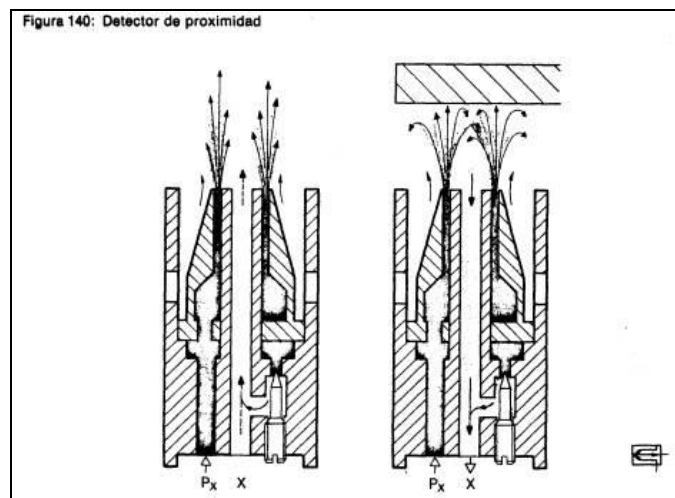


Fig. 4. 48 - Esquema de funcionamiento de un detector de proximidad neumático [68].

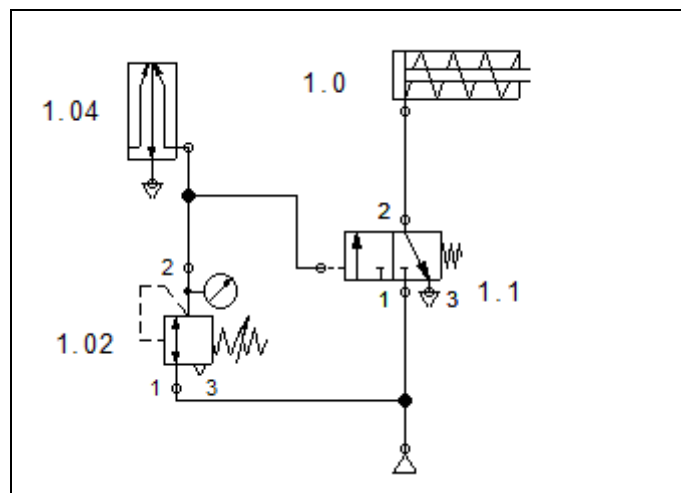


Fig. 4. 49 - Esquema neumático de uso de un detector de proximidad.

• Características de detectores de proximidad

En los dos diagramas se representa la presión de mando en función de la separación. La figura 1 muestra la precisión de la detección axial con una presión de alimentación de $p = 15 \text{ kPa}$ (0, 15 bar). La figura 2 muestra la precisión de la detección radial también con una presión de alimentación de $p = 15 \text{ kPa}$ (0,15 bar).

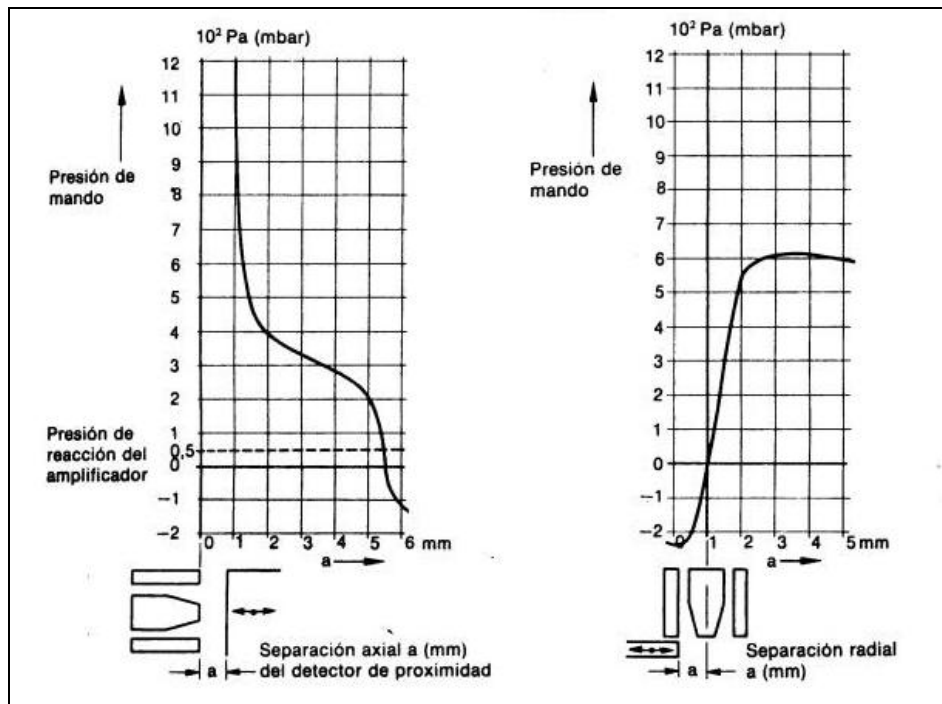


Fig. 4. 50 - Características de detectores de proximidad [69].

2) Tobera y cabezal de aspiración por depresión

Esta tobera se emplea junto con la ventosa como elemento de transporte. Con ella se pueden transportar las más diversas piezas.

Su funcionamiento se basa en el principio de Venturi (depresión): La presión de alimentación se aplica a la entrada P. Por el estrechamiento de la sección, la velocidad del aire hacia R aumenta y en el empalme A, o sea, en la ventosa, se produce una depresión (efecto de succión).

Con este efecto se adhieren piezas y pueden transportarse. La superficie debe estar muy limpia, al objeto de alcanzar un buen efecto de succión.

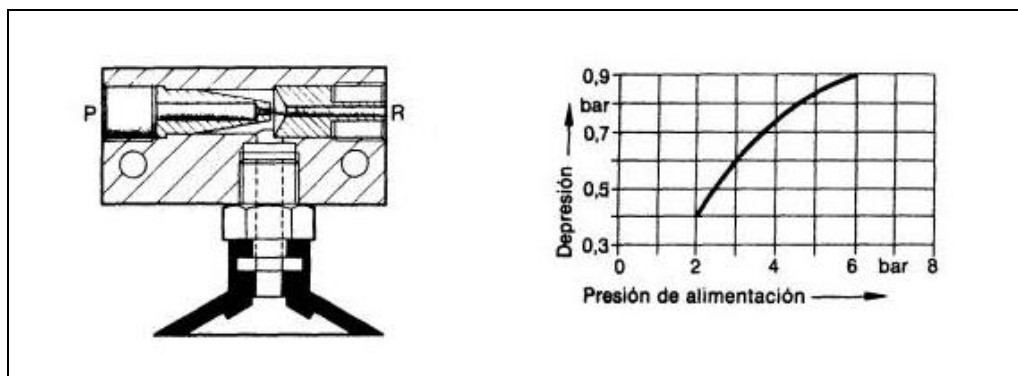


Fig. 4. 51 - Tobera de aspiración por depresión y características [70].

Asimismo, tenemos el cabezal de aspiración por depresión, cuyo funcionamiento también se basa en el mismo principio (Venturi).

Se diferencia del elemento anterior en un depósito incorporado adicionalmente. Este depósito se llena de aire durante el proceso de succión. Al quitar la presión de la entrada, el aire de este depósito sale a través de una válvula de escape rápido, por encima de la ventosa, produciendo un golpe de presión y separando la pieza adherida a la ventosa.

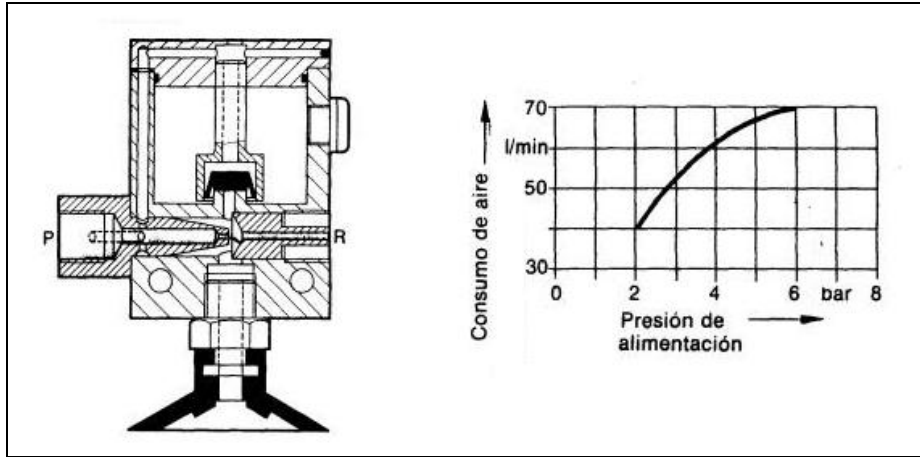


Fig. 4.52 - Cabezal de aspiración por depresión y características [71].

Estos dos elementos tienen las ventajas siguientes:

- Gran depresión
- Favorable consumo de aire
- Poco ruido

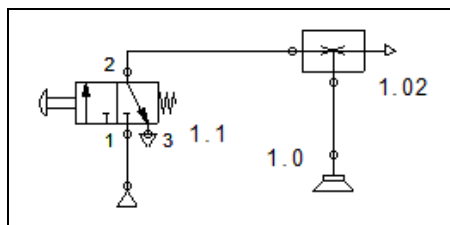


Fig. 4.53 - Tobera de succión de vacío con tubo de aspiración controlado por válvula 3/2NC.

3) Amplificadores de presión

• Amplificador de presión de una etapa

Muchos de los elementos que hemos enseñado, tales como detectores de paso, detectores de proximidad, etc., trabajan con bajas presiones. Por lo tanto, las señales deben ser amplificadas.

El amplificador de presión es una válvula distribuidora 3/2, dotada de una membrana de gran superficie en el émbolo de mando.

Para mandos neumáticos que trabajan con baja presión y que tienen una presión de mando de 10 a 50 kPa (0,1 a 0,5 bar), se emplean amplificadores simples.

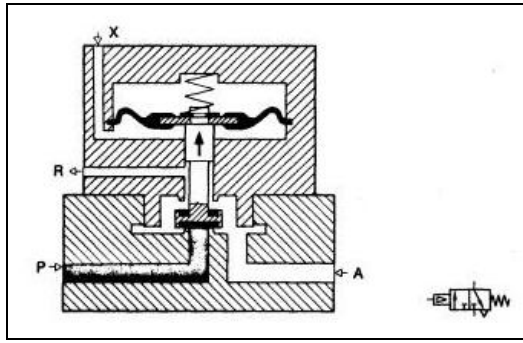


Fig. 4. 54 - Amplificador de presión de una etapa [72].

En la posición de reposo, el paso de P hacia A está cerrado. El conducto de A está en escape hacia R. A P puede aplicarse la presión normal (de hasta 800 kPa/8 bar). Al dar una señal X, la membrana recibe directamente presión. El émbolo de mando invierte su movimiento, y abre el paso de P hacia A. Esta señal obtenida en A se emplea para accionar elementos que trabajan con presiones altas. Al desaparecer la señal X, el émbolo de mando cierra el paso de P hacia A; el conducto A se puede poner en escape a través de R. Este amplificador no necesita alimentación adicional.

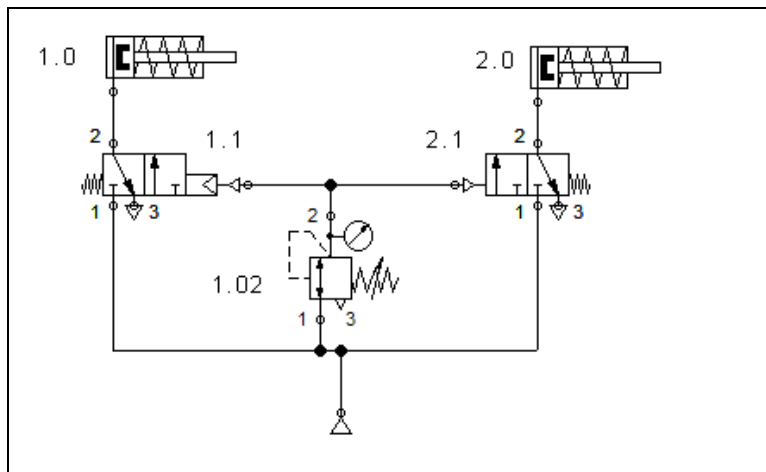


Fig. 4. 55 - Ejemplo de amplificación: Cilindro 1.0 sale con 1.02 a 1.5bar, cilindro 2.0 con 1.02 a 2bar.

- **Amplificador de presión de dos etapas**

Este elemento se compone del amplificador anteriormente descrito y de un preamplificador. Se aplica en caso de que haya de trabajar con señales de presión de mando muy débiles.

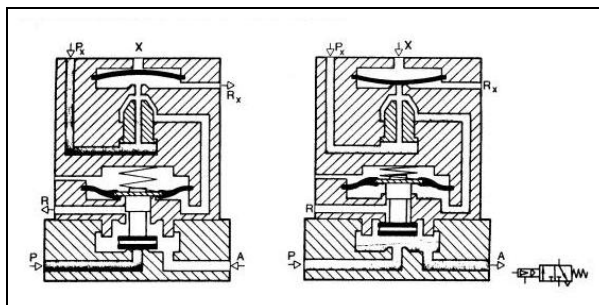


Fig. 4. 56 - Amplificador de presión con preamplificación (dos etapas) [73].

4) Convertidor de señal neumático-eléctrico

- **Presostato de conmutación y obturador asociado**

Como ya sabemos, la automatización progresiva en los diferentes ramos de la industria exige una combinación de la neumática y la electricidad. Como elemento de unión entre el mando neumático y el elemento de mando eléctrico se necesita el convertidor neumático-eléctrico.

Convertidor de señal

La combinación más simple es un interruptor final de carrera eléctrico, accionado por medio de un cilindro neumático de simple efecto.

Al aplicar aire comprimido al cilindro de simple efecto, éste conmuta el interruptor final de carrera. Los dos elementos están montados en un bloque. Según la conexión, el interruptor final de carrera puede emplearse como contacto normalmente abierto, normalmente cerrado o como conmutador.

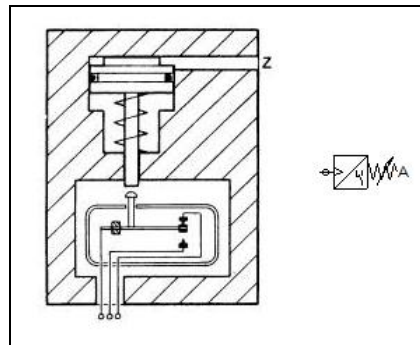


Fig. 4. 57 - Presostato de conmutación y representación esquemática [74].

La escala de presiones de esta combinación es de 60 a 1000 kPa (0,6 a 10 bar). Para baja presión existen elementos especiales (con otro bloque), que trabajan con una presión de reacción de 10 kPa ó 0,05 kPa (0,1 ó 0,0005 bar), respectivamente.

- **Interruptor de presión diferencial y convertidor electroneumático**

Este elemento se puede utilizar tanto como vacuómetro como presostato, pues lo que mide es la presión diferencial entre las dos tomas. Cuando esta diferencia supera un valor, se cierra un interruptor acoplado a este elemento, que actúa sobre el convertidor electroneumático en el circuito eléctrico, permitiendo el paso de corriente.

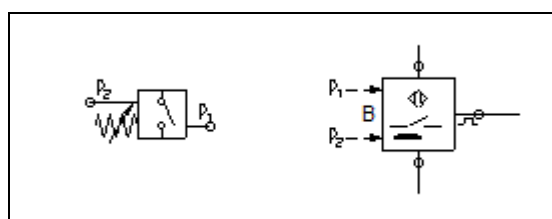


Fig. 4. 58 - Interruptor de presión diferencial y convertidor electroneumático.

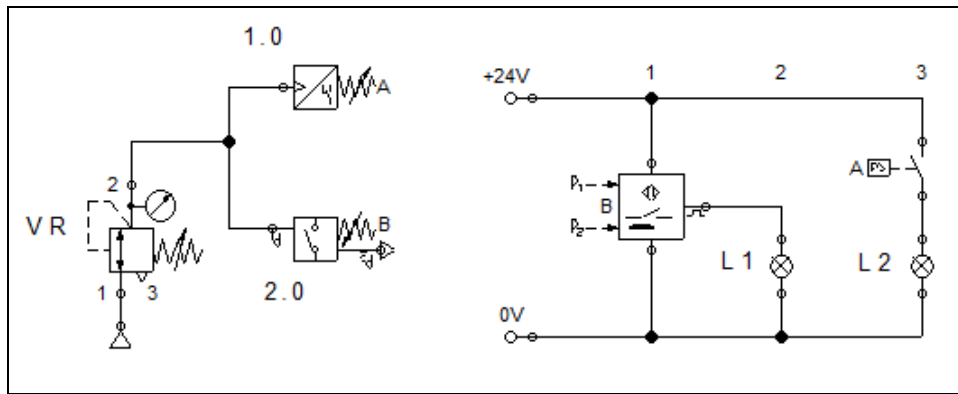


Fig. 4. 59 - Ejemplo de circuito electroneumático. La parte neumática es la de control.

Los elementos se han tarado de tal forma que:

- Al tarar la válvula VR a 2.8bar, se acciona el interruptor de presión diferencial 2.0 (B), y con este el convertidor electroneumático B, encendiendo la lámpara L1.
- Al tarar esta misma válvula a 3bar, el presostato 1.0 actúa sobre el obturador A, encendiendo también la lámpara L2

5) Contador neumático

Este elemento se utiliza normalmente para contar el número de ejecuciones de un determinado sistema, pero lo que realmente cuenta son las veces que una tubería (que se conecta a la vía de entrada 12 en la figura siguiente) está bajo presión. Cuando se alcanza el número de veces tarado, cierra una conexión entre otras dos tomas (vías 1 y 2).

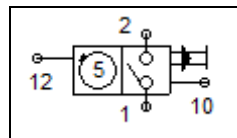


Fig. 4. 60 - Representación esquemática del contador neumático.

En el ejemplo siguiente se utilizará este componente para comprender mejor su funcionamiento.

4.2.3.- Ejemplo de circuito con elementos especiales

Vamos a realizar y simular un circuito para el control de tapas para envases de conservas de una cadena de producción. Una de las partes del proceso consiste en llevar las tapas de los envases hasta la zona de cerrado de ellos, en una posición determinada (mirando hacia arriba). Si no están en esa posición, deben sacarse de la cadena para su posterior recolocación.

Sobre una cinta se llevan las tapas. Un detector de proximidad controla las tapas y si una está mal colocada un cilindro la expulsa. Tras un número determinado de expulsiones (llenado de la caja de recepción) el sistema se bloquea (cilindro fuera y cinta transportadora parada) y es necesario resetearlo (tras cambiar/vaciar el colector de tapas desechadas).

Esquema de posición:

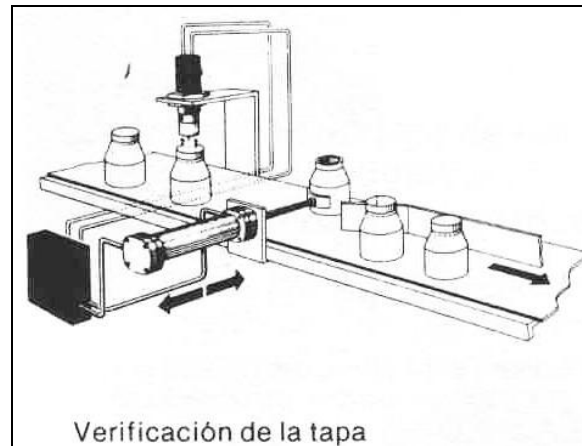


Fig. 4. 61 - Esquema de posición del automatismo para selección de tapas.

Esquema neumático:

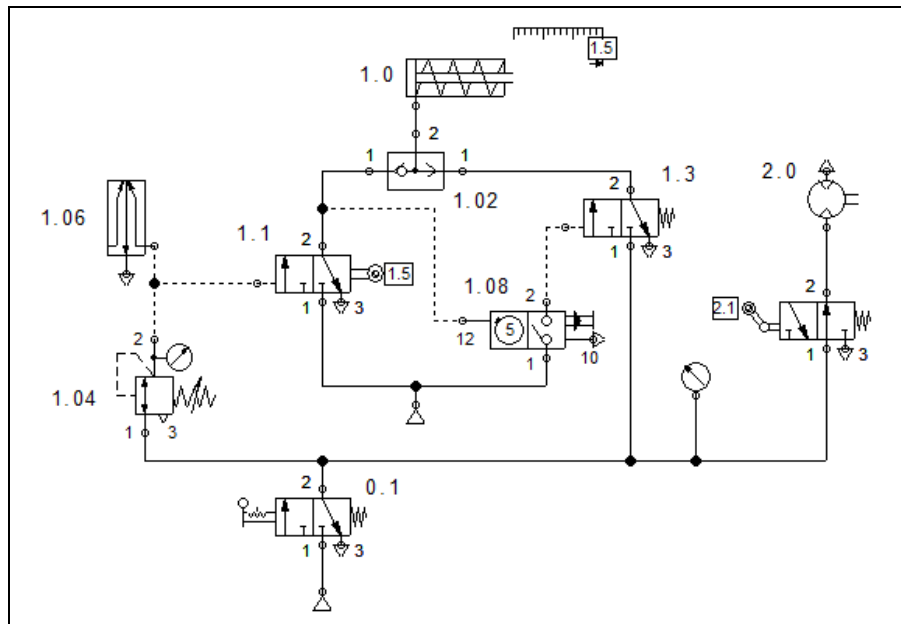


Fig. 4. 62 - Control de tapas para envases con contador de actuaciones y control de cinta transportadora.

Funcionamiento: El sistema arranca por medio de la válvula 0.1, la cinta arranca (el motor neumático se acciona y la cinta se mueve por medio de una reductora). La válvula 1.1 está abierta en la posición inicial. El cilindro está retraído. El regulador 1.04 reduce la presión normal a baja presión. Cuando una de las tapas está mal colocada, la válvula 1.1 recibe una señal a través del detector de proximidad 1.06, el cilindro sale y expulsa la tapa mal posicionada.

Por otra parte, el contador cuenta el número de expulsiones y cuando llega al valor determinado, actúa sobre la válvula 1.3, accionando el cilindro hasta su posición final de carrera y parando la cinta (el motor neumático) por medio de la válvula 2.1. Para resetear el sistema hay que presionar el pulsador del contador 1.08.

4.3.- MÁQUINA 1: DISPOSITIVO DE REBORDEADO

En este primer circuito neumático, como primer contacto, solo expondré el esquema de funcionamiento de un circuito relativamente sencillo, su diagrama de espacio-tiempo y un croquis de la máquina [75].

En este dispositivo de rebordeado ha de trabajarse el extremo de un tubo en dos etapas (con dos útiles diferentes), para lo que son necesarias las siguientes fases de trabajo:

- El tubo es empujado manualmente contra un tope saliente (carga de la pieza).
- Tras la señal de marcha se realiza la sujeción del tubo (cilindro 1.0), retrocediendo el tope acto seguido (cilindro 2.0).
- A continuación, el cilindro rebordeador (3.0) sale para el prerebordeado y tras este primer trabajo, automáticamente es invertida su marcha y retrocede.
- Después tiene lugar el cambio de útil (cilindro 4.0) y el cilindro rebordeador sale por segunda vez, realizando el trabajo de acabado del borde del tubo.
- Con el retroceso último del cilindro rebordeador, éste provoca el retroceso del cilindro de sujeción y el del cilindro cambiador de útil.

Constatemos que las herramientas dispondrían de un sistema de retorno por muelles fijado al útil de sujeción, pero esto pertenece a la parte mecánica de la máquina, y no se estudiará.

En la siguiente figura vemos un croquis del funcionamiento de la máquina (estado de reposo)

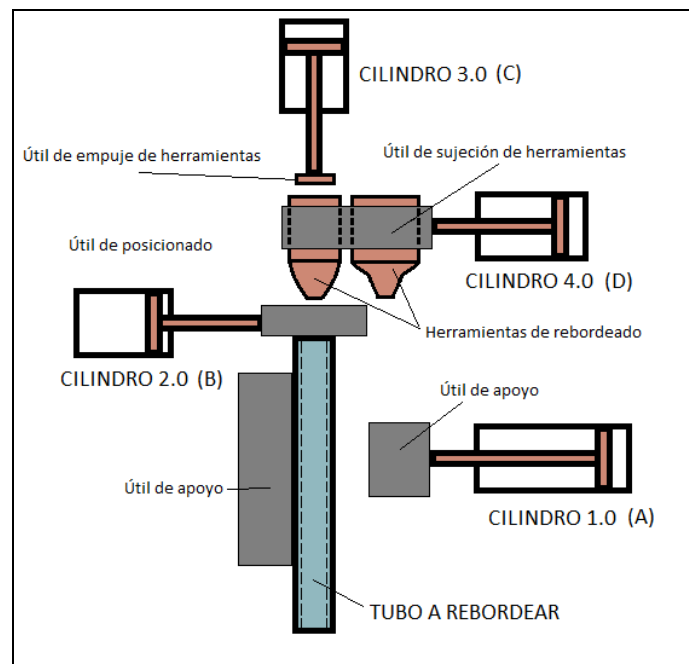


Fig. 4. 63 - Croquis de la máquina de rebordeado automático.

La secuencia de operación de los cilindros sería:

- Al arranque de la máquina (alimentación neumática): B+
- Inicio de un ciclo: A+ C+ C- D+ C+ C- A- B+ D-

El diagrama de espacio-tiempo sería el presentado a continuación: Desde que alimentamos el circuito (actuación de 0.02, $t=0s$) hasta que la pieza está cargada se estiman unos 10 segundos (esto aparece en el diagrama pero generalmente no se suele poner), y desde que ejecutamos el ciclo (accionamiento de 1.2, $t=10s$), el tiempo de ciclo es de alrededor de 20 segundos, con lo que el tiempo estimado de producción sería de 30 segundos por pieza.

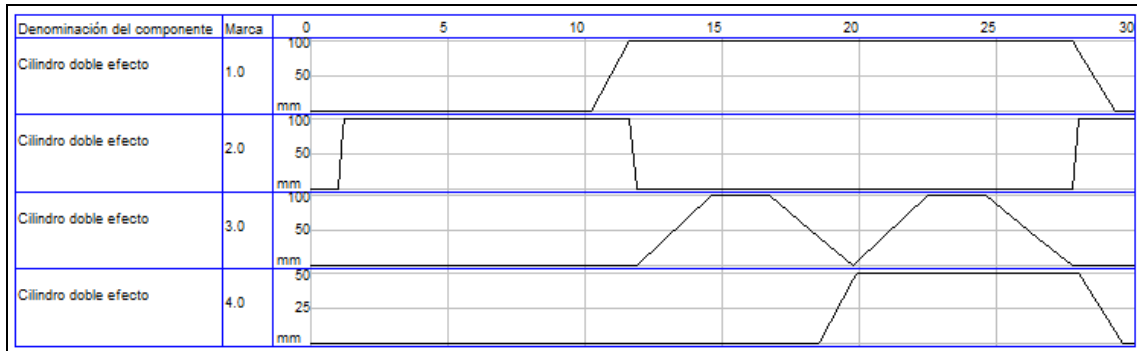


Fig. 4. 64 - Diagrama espacio-tiempo para máquina de rebordeado.

Este circuito, dada su relativa baja complejidad, se puede realizar sin utilizar el método de resolución en cascada, evitando tener que poner los 4 grupos de presión que serían necesarios (secuencia del proceso: [A+ B- C+] [C- D+] [C+] [C- A- B+ D-]). Para su resolución se han ido enlazando unos cilindros con otros por medio de fines de carrera direccionales. Quizás lo más complejo de realizar haya sido la actuación secuencial consecutiva del cilindro 3.0. Para ello, se ha empleado un temporizador y una función lógica OR (válvula 3.02) para poder comandar desde dos situaciones diferentes dicho cilindro.

A continuación vemos el esquema neumático obtenido para este circuito.

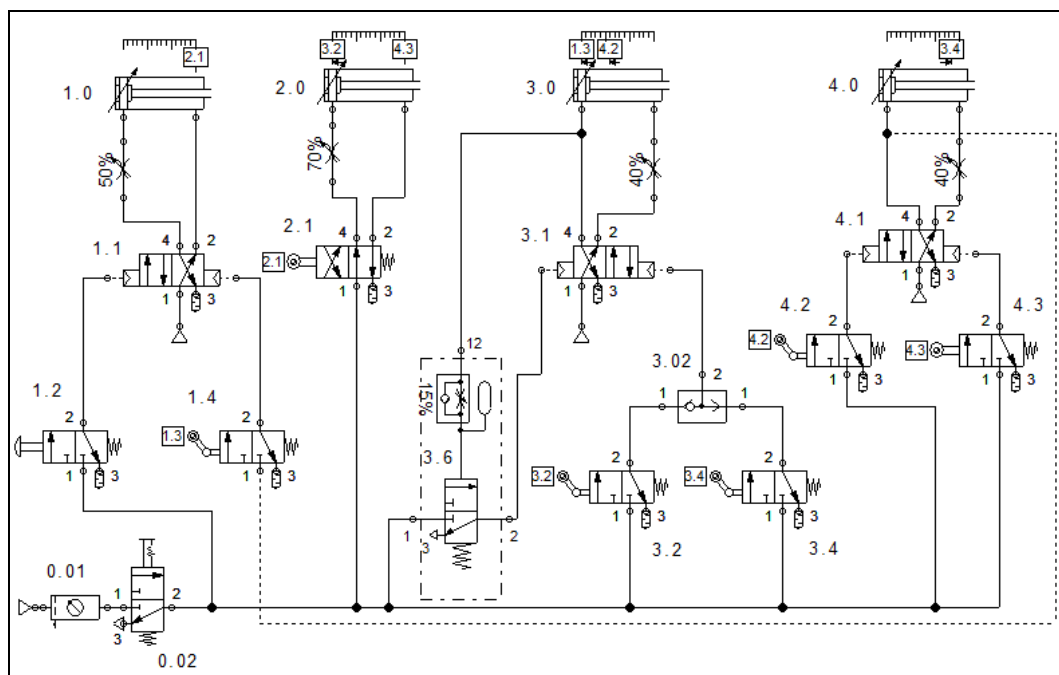


Fig. 4. 65 - Esquema neumático para máquina de rebordeado.

4.4.- MÁQUINA 2: DOBLADO Y ESTAMPADO

En este apartado estudiaremos en profundidad una máquina de doblado y estampado de chapas de aluminio, viendo paso a paso todos los elementos necesarios para el diseño de la máquina. No estudiaremos el dimensionado de los dispositivos (en el apartado 5.1 del siguiente capítulo veremos un ejemplo completo) [76].

La pieza a fabricar parte de una chapa de aluminio alargada, que se debe doblar en forma de U con uno de sus lados menor que el otro y en el que se debe estampar un taladro para el posterior posicionado de la pieza en un conjunto.

Manualmente se posicionan chapas. La chapa es sujeta por medio de un cilindro neumático. Mediante dos cilindros más, se dobla la pieza hasta que otro cilindro efectúa la estampación.

El croquis para esta máquina lo vemos en la figura siguiente.

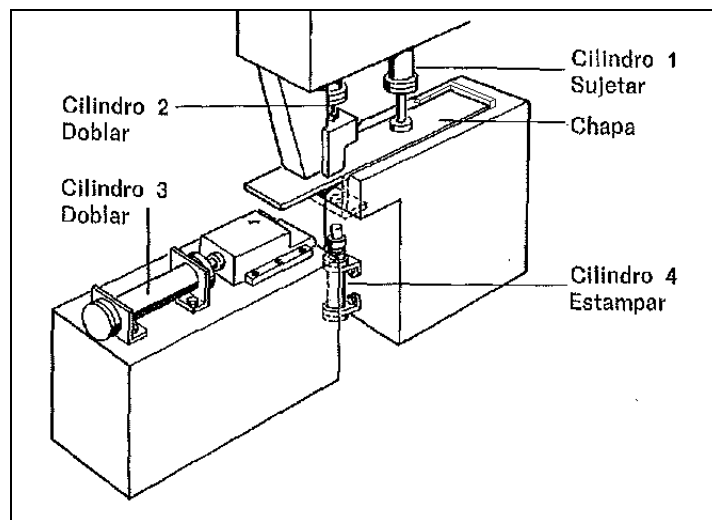


Fig. 4. 66 - Croquis para máquina de doblado y estampado.

En los siguientes apartados veremos las diferentes formas que tenemos de representar los diferentes estados de la máquina en el ciclo de trabajo, tanto por escrito como gráficamente.

4.4.1.- Formas de representación del diagrama de estados

1) Desarrollo por orden cronológico

Etapa	Cilindro	Acción
1	1	Sujeción de la chapa
2	2	Primer proceso de doblado
3	3	Segundo proceso de doblado
4	3	Vuelta del útil de curvar a la posición inicial
5	4	Estampado de un taladro de 4 mm
6	4	Vuelta del útil posición inicial
7	2	Vuelta del útil de curvar a posición inicial
8	1	Aflojado de la chapa terminada.

Tabla 4. 2 - Dobladora y estampadora - Desarrollo de fases por orden cronológico.

2) Desarrollo gráfico

Etapa	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
1	Avance	-	-	-
2	-	Avance	-	-
3	-	-	Avance	-
4	-	-	Retroceso	-
5	-	-	-	Avance
6	-	-	-	Retroceso
7	-	Retroceso	-	-
8	Retroceso	-	-	-

Tabla 4. 3 - Dobladora y estampadora Desarrollo de fases gráfico.

3) Indicación vectorial y abreviación

Cilindro	Indicación Vectorial	Abreviación
1	→	+
2	→	+
3	→	+
3	←	-
4	→	+
4	←	-
2	←	-
1	←	-

Tabla 4. 4 - Dobladora y estampadora - Indicación vectorial y abreviación.

Vástago extendido: → ó +

Vástago retraído: ← ó -

En las siguientes formas de representación por escrito (gráfico de desarrollo, plano de funcionamiento) no se relaciona solamente el movimiento del elemento de trabajo, sino también, se tiene en cuenta en el plano, los elementos de entrada y elaboración de señales.

4) Desarrollo del mando

Fase	Accionamiento Válvula de señal	Por	Conmutación de la memoria	Con aire en el grupo	Conmutación de la memoria de mando	Elemento de trabajo en Avance Retroceso	
1	1.2 1.4	Man1.0	0.2 (Y)	1	1.1 (Z)	1.0	—
2	2.2	1.0	—	1	2.1 (Z)	2.0	—
3	3.2	2.0	—	1	3.1 (Z)	3.0	—
4	3.3	3.0	0.1 (Z)	2	3.1 (Y)	—	3.0
5	4.2	3.0	—	2	4.1 (Z)	4.0	—
6	4.3	4.0	0.2 (Z) 0.1 (Y)	3	4.1 (Y)	—	4.0
7	2.3	4.0	—	3	2.1 (Y)	—	2.0
8	1.3	2.0	—	3	1.1 (Y)	—	1.0

Tabla 4. 5 - Dobladora y estampadora - Desarrollo del mando.

4.4.2.- Forma de representación gráfica (Diagramas)

1) Diagrama de movimientos

En el diagrama de movimientos se representan los procesos y estados de los elementos de trabajo (cilindros, unidades de avance, etc.). En una coordenada se registra el recorrido (carrera del elemento de trabajo), en la otra las fases (Diagrama espacio - fase).

Existe posibilidad de indicar también el tiempo, adicionalmente a este diagrama (Diagrama espacio - tiempo). Es quizás esta segunda opción la que más información posee y facilita el trabajo de diseño.

Esta posibilidad de representación de la secuencia del funcionamiento está normalizada según la norma VDI 3260.

Para nuestro dispositivo de doblado y estampado, estos diagramas quedarían como sigue:

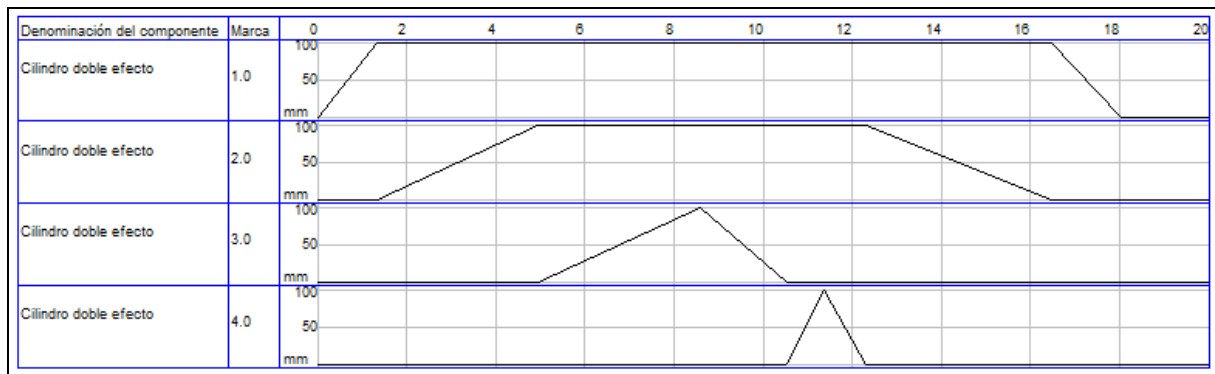


Fig. 4. 67 -Diagrama espacio-tiempo.

Mediante estos diagramas puede reconocerse de manera sencilla el desarrollo de los movimientos de las máquinas automáticas.

2) Diagrama de mando

En los diagramas de mando se registran correspondiendo con las fases los estados de conexión de los elementos emisores de señales.

Aquí los tiempos de conexión no se tienen en cuenta, solamente es importante el estado abierto y cerrado de cualquier emisor de señal. Para representarlo se puede optar por dos opciones: o bien se dibuja solo el tiempo en el que están activas las señales (menos frecuente), o bien se dispone de dos estados abierto y cerrado, siendo el transitorio representado por una línea vertical.

Los diagramas de movimientos y de mando representan para un determinado grupo de elementos el desarrollo de su funcionamiento. Por este motivo se usa a menudo la expresión Diagrama de funcionamiento. En la mayoría de los casos se dibuja el diagrama de

movimientos y de mando, en este caso se denomina Diagrama de funcionamiento total. Representamos aquí el Diagrama de funcionamiento del dispositivo de doblado y estampado.

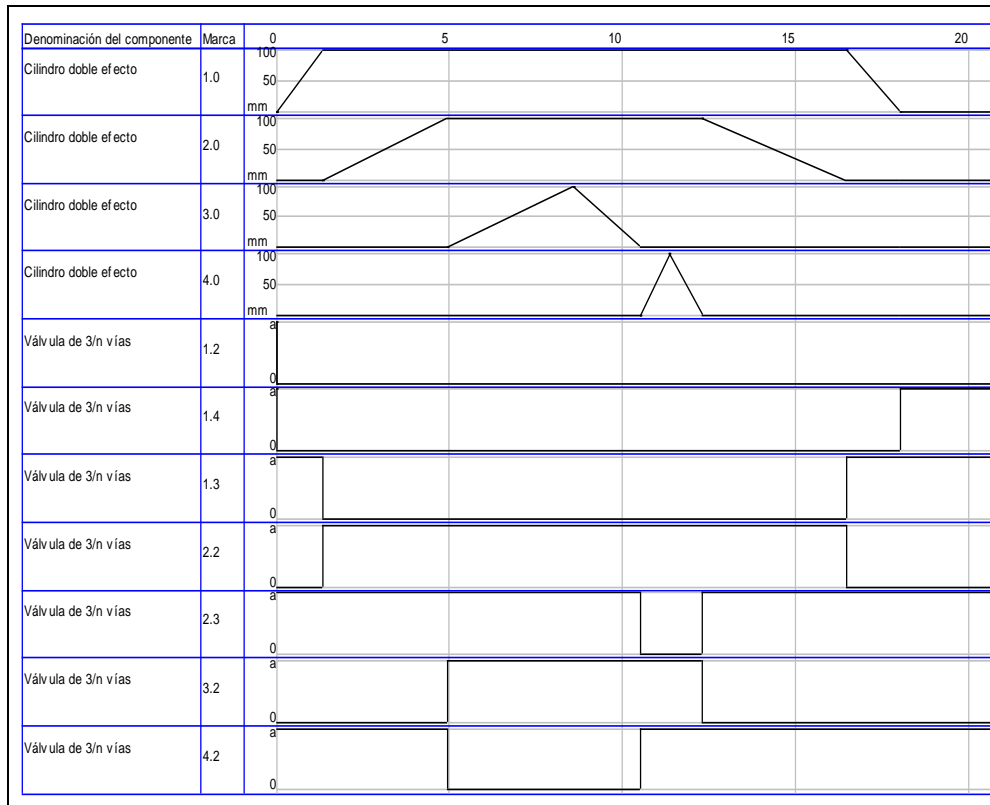


Fig. 4. 68 - Diagrama de funcionamiento total para la máquina de doblado y estampado.

4.4.3.- Esquema neumático

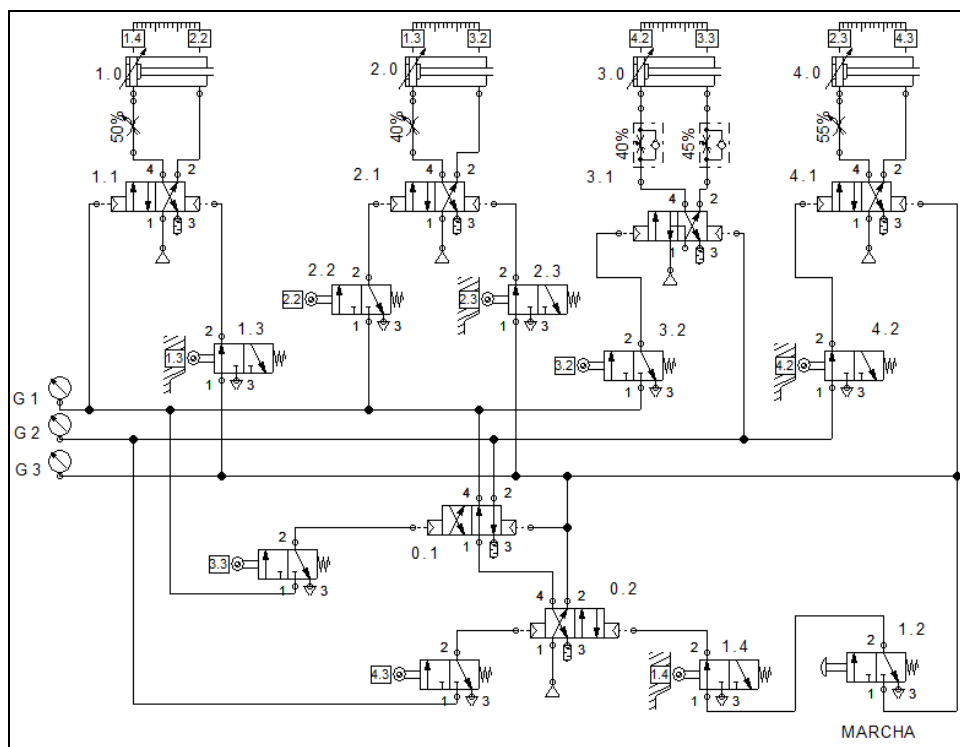


Fig. 4. 69 - Esquema neumático máquina de doblado y estampado.

Podríamos añadir los elementos de seguridad estudiados en apartados anteriores, como paradas de emergencia, reseteos, mando automático (siempre que la carga de piezas también lo fuese), pero esto complicaría el circuito. Para ello veremos en el apartado 4.6 una fresadora con todos estos elementos.

Por otra parte, este es el esquema de representación habitual, pero existe otro tipo, el esquema neumático de posición. En este tipo de esquema de mando, todos los elementos (cilindros, válvulas, aparatos de mantenimiento,...) se dibujan según la posición real que ocupan en la instalación. Esta forma de representación resulta ventajosa para el montador, ya que en el plano de posición se ve enseguida donde ha de montar el elemento.

Como desventaja, en esta clase de esquemas de mando se cruzan conducciones que pueden provocar con facilidad errores en el acoplamiento de las conducciones a los elementos neumáticos, con lo que la visualización del esquema resulta peor que en el anterior. Por este motivo solo se utilizan si el control es sencillo.

4.5.- MÁQUINA 3: SIERRA AUTOMÁTICA

Utilizaremos esta máquina para ver otros dos modos de diseño, además del modo basado en la experiencia y el de cascada, que son el método de paso a paso mínimo y máximo.

Este apartado consiste en automatizar una sierra para perfiles de aluminio. Esta máquina es alimentada de forma semiautomática (requiere el trabajo humano pero permite trabajar en un modo casi continuo). Con un cilindro de doble efecto 1.0 (A) se empuja el perfil contra el tope. El cilindro 2.0 (B) sujeta el perfil. La sujeción se realiza lentamente (ya que el material es Aluminio y podría dañarse). Una vez sujetado el perfil, la unidad de avance 3.0 (C) empuja el cabezal de sierra de manera lenta y regular hacia adelante. Después del proceso de corte, el cabezal de sierra retrocede a su posición inicial. Por último, se suelta el perfil y el cilindro de simple efecto 4.0 (D) expulsa la pieza cortada. Podríamos añadir fácilmente un sistema de control del motor de la sierra mediante elementos electroneumáticos [77].

El croquis de la máquina es el que se muestra a continuación.

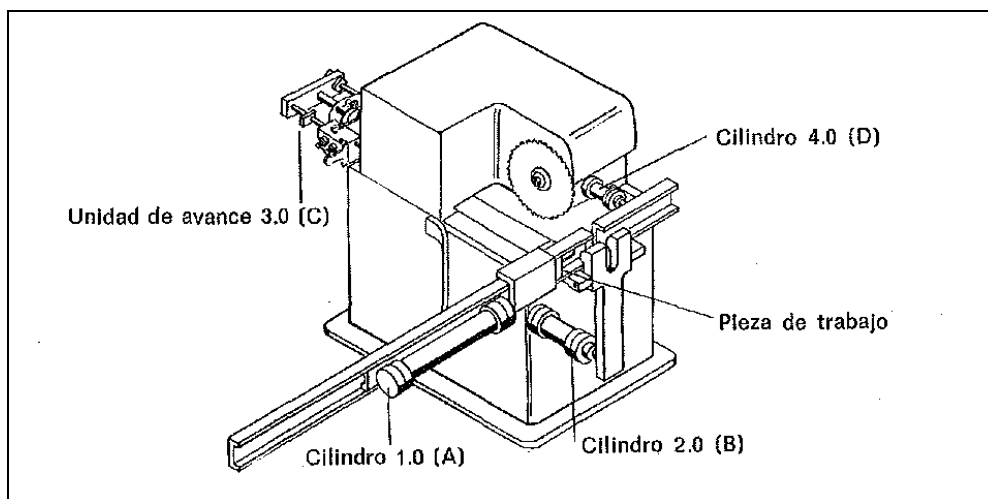


Fig. 4. 70 - Croquis de una sierra automática.

Y el diagrama espacio-tiempo para los cilindros es el de la figura siguiente. Notar que el cilindro 2.0 es el que más lentamente trabaja, ya que porta el cabezal con la herramienta de corte. Normalmente este cilindro se conectaría en paralelo con uno hidráulico para controlar mejor el recorrido.

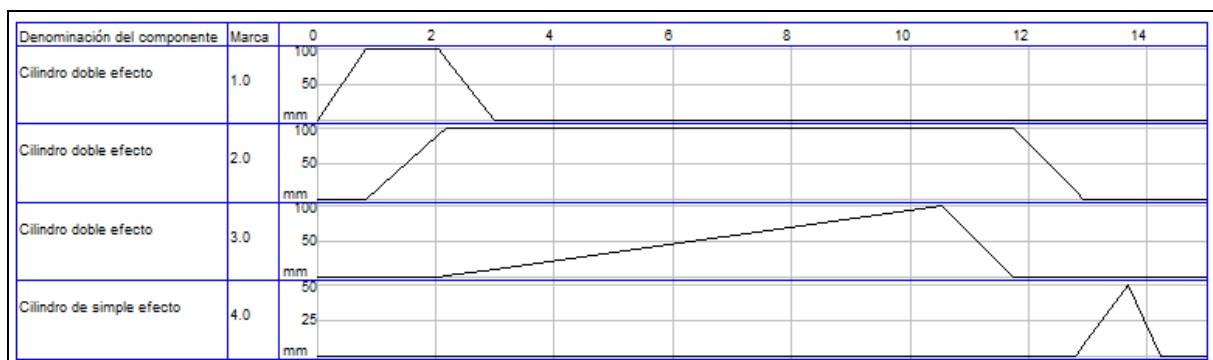


Fig. 4. 71 - Diagrama espacio-tiempo para sierra automática.

4.5.1.- Solución mediante diferentes métodos de diseño

1) Desarrollo del mando mediante rodillos escamoteables

Este método suele ser el más sencillo pero requiere recurrir a la experiencia del diseñador. Consiste en ir ensamblando componentes a partir de conocer el diagrama de mando y el diagrama espacio-tiempo. NO es aconsejable para circuitos con demasiadas seguridades o funcionamientos complejos, ya que se puede perder fácilmente el punto en el que se encuentra el desarrollo.

FASE	Accionamiento válvula de señal	por	Conmutación de la memoria	Con aire en el grupo	Conmutación de la memoria de mando	Elementos de trabajo en		Anotaciones
						avance	retroceso	
1	1.2 / 1.4	Man 4.0	-	-	1.1	1.0	-	-
2	2.2	1.0	-	-	2.1	2.0	-	Lento
3	1.3	2.0	-	-	3.1 / 1.1	3.0	1.0	Lento
4	3.3	3.0	-	-	3.1	-	3.0	-
5	2.3	3.0	-	-	2.1	-	2.0	-
6	4.2	2.0	-	-	4.1	4.0	-	-
7	4.3	4.0	-	-	4.1	-	4.0	-

Tabla 4. 6 - Sierra - Desarrollo del mando. Montaje mediante rodillos escamoteables.

A continuación vemos el circuito neumático obtenido mediante el método de rodillos escamoteables.

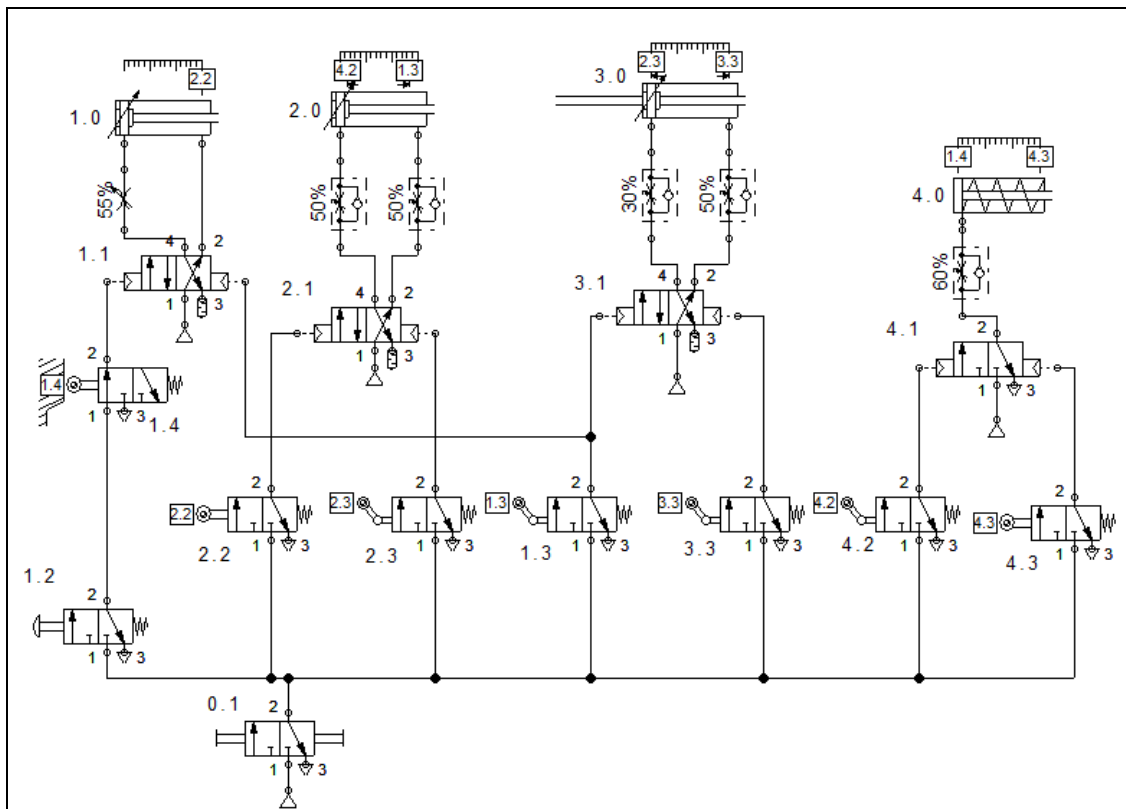


Fig. 4. 72 - Esquema neumático de mando de la sierra mediante rodillos escamoteables.

2) Desarrollo mediante montaje de memorias en cascada

Este método es el más ampliamente utilizado, como ya se ha comentado, ya que el desarrollo es bastante ordenado y sigue unos pasos determinados. Una vez realizado el estudio, solo se reduce a conectar las vías de cada componente según corresponda. Como inconveniente utiliza generalmente más canalizaciones que el anterior.

FASE	Accionamiento válvula de señal	por	Conmutación de la memoria	Con aire en el grupo	Conmutación de la memoria de mando	Elementos de trabajo en		Anotaciones
						avance	retroceso	
1	0.8 / 1.2	Man 4.0	0.5	1	1.1	1.0	-	-
2	2.2	1.0	-	1	2.1	2.0	-	Lento
3	0.2	2.0	0.1	2	3.1 / 1.1	3.0	1.0	Lento
4	0.4	3.0	0.3 / 0.1	3	3.1	-	3.0	-
5	2.3	3.0	-	3	2.1	-	2.0	-
6	4.2	2.0	-	3	4.1	4.0	-	-
7	0.6	4.0	0.5 / 0.3	4	4.1	-	4.0	-

Tabla 4. 7 - Sierra - Desarrollo del mando. Montaje en cascada.

A continuación se presenta el circuito obtenido utilizando el método de montaje en cascada

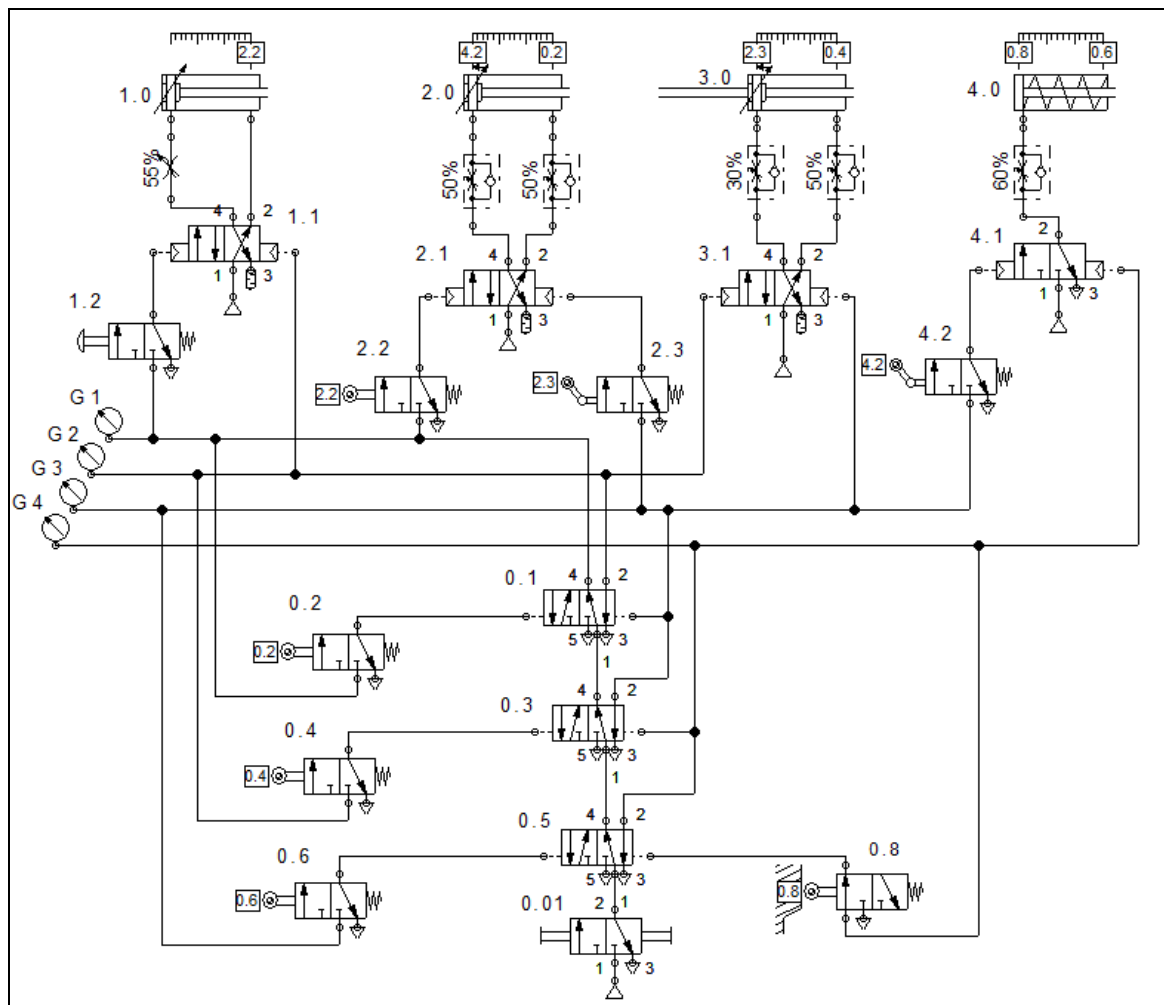


Fig. 4. 73 - Esquema neumático de mando de la sierra. Montaje en cascada.

3) Otros método de diseño

Paso a Paso Mínimo

Este método es similar al anterior, aunque más cercano al uso de la lógica neumática. Los pasos a seguir para el diseño mediante el paso a paso mínimo son los siguientes:

- 1) Se divide la secuencia en grupos de tal forma que obtenemos la mínima cantidad de grupos posibles sin que se repita una misma letra (un mismo cilindro)
- 2) Se generan tantas líneas (n) de alimentación como grupos haya.
- 3) Se manejan con n válvulas 3/2 de cambio de grupo y válvulas lógicas tipo Y. Los límites de carrera que generan acciones en grupos se dibujan sobre ellos y se alimentan desde ellos.
- 4) Los límites de carrera que provocan los cambios de grupo se dibujan por debajo de las líneas de grupo. Estos pilotan las válvulas de cambio de grupo.
- 5) La última línea de grupo debe quedar alimentada cuando termine el ciclo.

Paso a Paso Máximo

Este método apenas se utiliza, ya que la cantidad de canalizaciones que exige es inmensamente superior al resto. Es adecuado para circuitos con movimientos complejos, ya que hay una línea de pilotaje por cada movimiento. Para nuestra sierra ya conocida, necesitaríamos 8 líneas de pilotaje, con lo que no lo simularemos dada la complejidad del circuito necesario.

Los pasos generales para este método son:

- 1) Se divide la secuencia en grupos, de modo que obtenemos la mayor cantidad de grupos posibles (cada paso es un grupo)
- 2) Se generan tantas líneas como grupos haya.
- 3) Se utilizan tantas válvulas de grupo como grupos haya.
- 4) Los límites de carrera que provocan un cambio de grupo se dibujan activando los pilotajes de las válvulas de grupo.
- 5) La última línea de grupo debe quedar alimentada cuando la máquina termine de moverse.

Dos de las mayores ventajas de este método son, primero que en caso de avería se detecta rápidamente, ya que en el momento en que se pare la secuencia de trabajo sabemos exactamente en qué punto del proceso estamos. Segundo que el cambio de pilotaje entre líneas es más sencillo. A continuación vemos un ejemplo: El primer grupo es conectado desde el último directamente y desconectado desde el segundo, el segundo igual con el primero y el tercero, y así sucesivamente.

Veamos a continuación el desarrollo de mando de la sierra ya tratada mediante estos dos métodos. Todas las columnas son comunes salvo la de conmutación de la memoria (existe una para cada método).

FASE	Accionamiento válvula de señal	por	Conmutación de la memoria		Con aire en el grupo	Conmutación de la memoria de mando	Elementos de trabajo en		Anotaciones
			PaP Mín	PaP Máx			avance	retroceso	
1	1.2 / 1.4	4.0	0.2 / 0.8	0.2 / 0.14	1	1.1	1.0	-	-
2	2.2	1.0	-	0.4 / 0.2	1	2.1	2.0	-	Lento
3	3.2 / 1.3	2.0	0.4 / 0.2	0.6 / 0.4	2	3.1 / 1.1	3.0	- / 1.0	Lento
4	3.3	3.0	0.6 / 0.4	0.8 / 0.6	3	3.1	-	3.0	-
5	2.3	3.0	-	0.10 / 0.8	3	2.1	-	2.0	-
6	4.2	2.0	-	0.12 / 0.10	3	4.1	4.0	-	-
7	4.3	4.0	0.8 / 0.6	0.14 / 0.12	4	4.1	-	4.0	-

Tabla 4. 8 - Sierra - Desarrollo del mando. Métodos de Paso a Paso Mínimo y Máximo.

A continuación se muestran los esquemas neumáticos para ambos diseños.

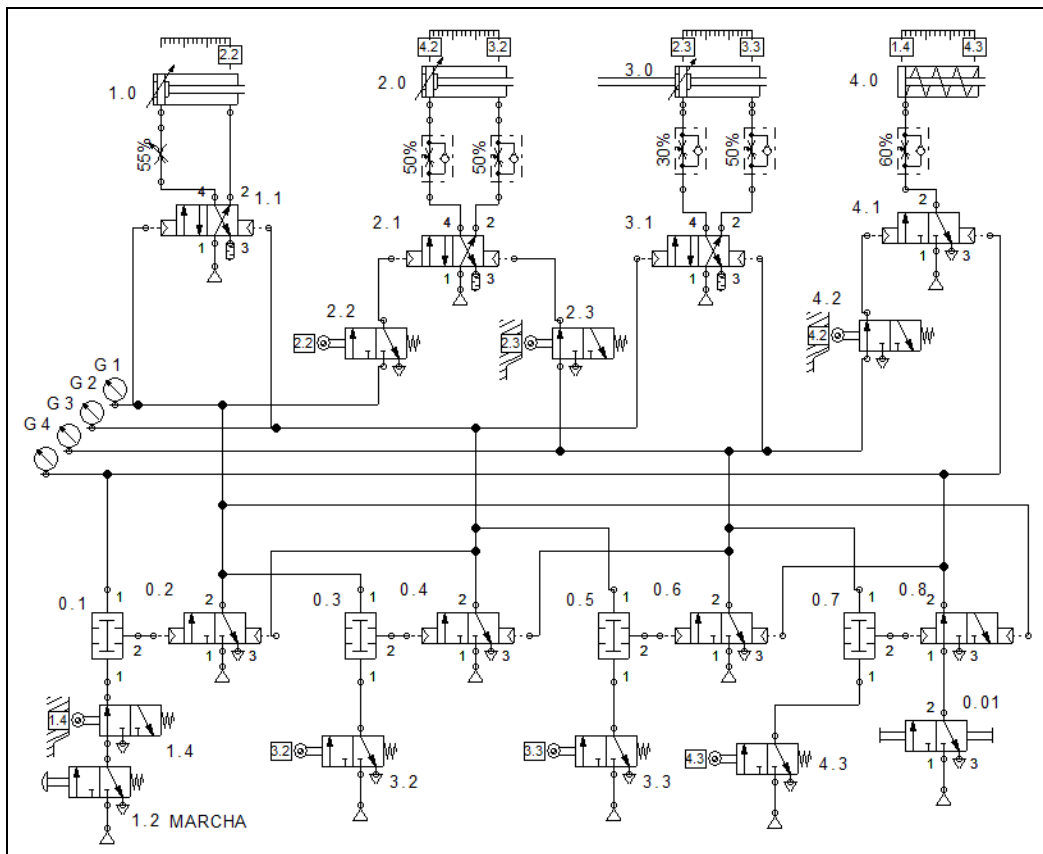


Fig. 4. 74 - Esquema de mando neumático. Paso a Paso Mínimo.

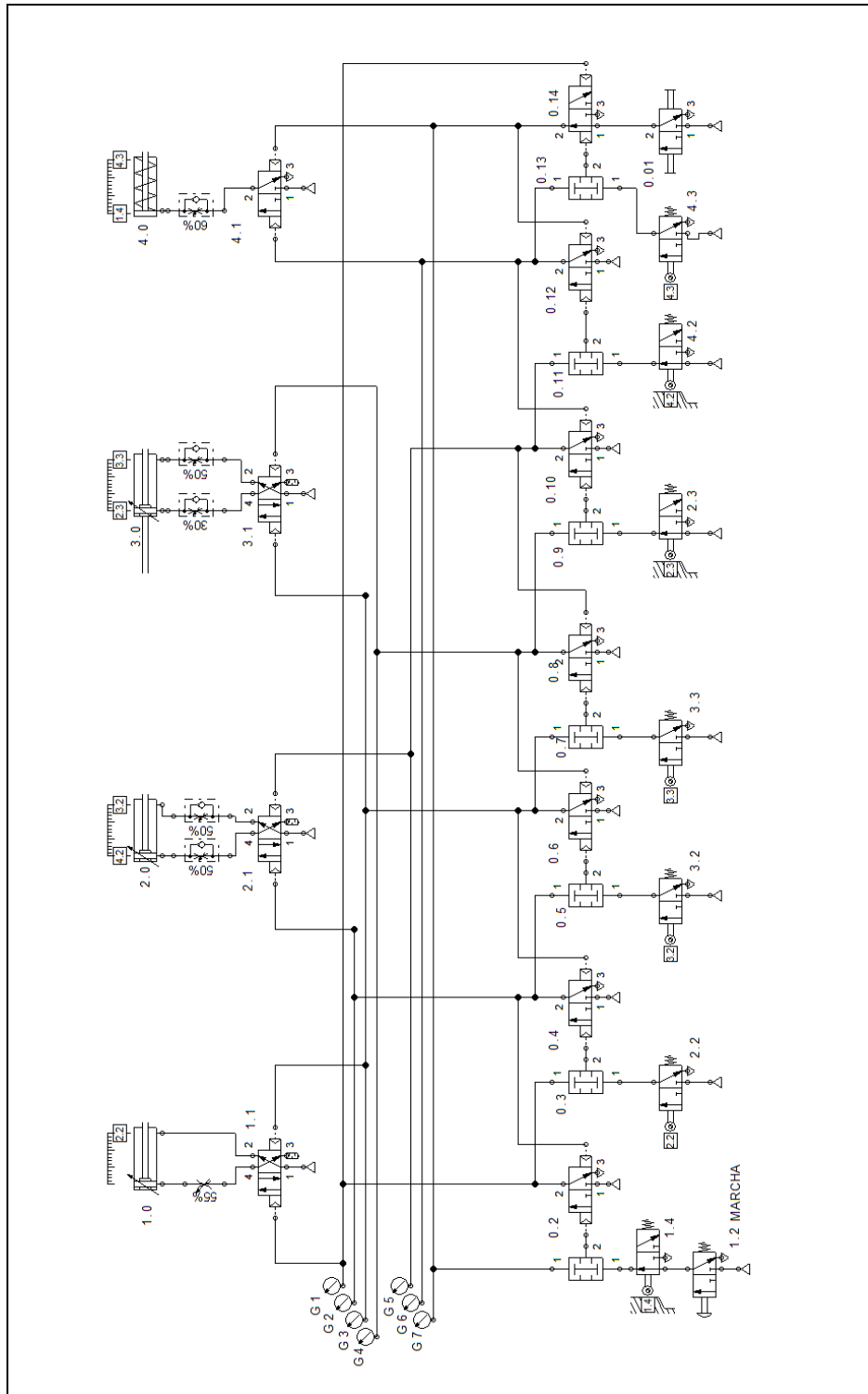


Fig. 4.75 - Esquema de mando neumático. Paso a Paso Máximo.

Como se puede observar, en este caso utilizar el método del paso a paso máximo carece de sentido, ya que tanto el número de válvulas como el de canalizaciones son mayores. En otros circuitos, como ya se ha dicho, debido a la complejidad de los movimientos, puede resultar atractivo este método (desde mi punto de vista es más intuitivo, ya que cada movimiento está controlado por un grupo).

Por último, como unión global de todo lo estudiado, veremos el circuito más complejo que he simulado: la fresadora.

4.6.- MÁQUINA 4: FRESADORA AUTOMÁTICA

El apartado 2.8 y los apartados 4.1 y 4.2 del presente capítulo tratan los mandos básicos más usuales, y su conocimiento es suficiente para la construcción de mandos neumáticos con cierta complejidad. Pero en cuanto se complican más los procesos de mando, tenemos máquinas reales y han de montarse o también repararse instalaciones mayores, los esquemas de mando o planos sobre el desarrollo del funcionamiento de las instalaciones son de gran importancia, especialmente para el personal de mantenimiento.

En la mayoría de los casos existen planos, que, sin embargo, no responden a la realidad de los procesos de funcionamiento y, por tanto, no son utilizados. El motivo es la aversión hacia los planos de esquemas de mando no sinópticos y las representaciones incomprensibles de procesos de funcionamiento. La inseguridad en la lectura de símbolos, y por ello de esquemas de mando complicados, hace imposible comprender y montar sistemáticamente mandos neumáticos y, ante todo, realizar una «detección sistemática de averías». Probar, adivinar o buscar sin ningún sistema en esquemas de mando suele significar una gran pérdida de tiempo. Por esto, he decidido estudiar este circuito: para visualizar la estructura de un esquema real de mando de una máquina herramienta automatizada y familiarizarse con este tipo de planos de gran complejidad [78].

Una de las cosas que olvidan los ingenieros diseñadores (por mi propia breve experiencia, no solo en el campo de la Neumática) es que después del diseño, los planos deben servir a montadores y operarios de mantenimiento, y si son incomprensibles, se generan gastos importantes de tiempo y costes adicionales por una simple falta de previsión. Este esquema nos ayudará a comprender que lo ideal (y que generalmente se hace) es subdividir el esquema en partes y presentarlas en diferentes planos, siendo de vital importancia la correcta relación entre conexiones de ellos.

4.6.1.- Fresadora

Estudiemos el esquema de mando de una fresadora. En esta máquina, se trabajan piezas de aluminio en la cara frontal mediante una fresa. Las piezas salen de un cargador de petaca y se empujan contra un tope (Cilindro A). A continuación se sujetan las piezas (Cilindro B) y el carro pasa por la fresa, transportado por una unidad de avance (Cilindro C). Una vez concluido el proceso de fresado, se expulsan las piezas de aluminio (Cilindro D). El carro vuelve a su posición inicial.

La producción diaria en automático debe ser de 3000 piezas (8h de trabajo/turno con una eficiencia del trabajo del 87,5% ~ 8 piezas/minuto). Trabajando 4 piezas/ciclo, el tiempo de ciclo es de 30 segundos (optimizando el corte y estando dentro de tolerancias dimensionales).

En la figura siguiente vemos un croquis del funcionamiento de esta máquina herramienta.

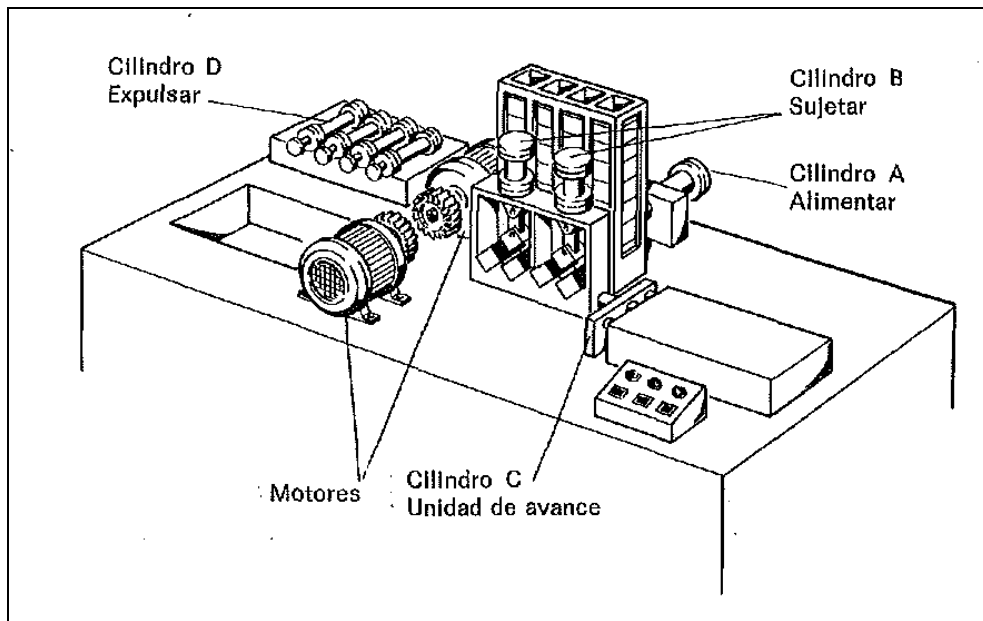


Fig. 4. 76 – Croquis de la Fresadora.

1) Estudio del desarrollo del movimiento - Desarrollo del mando

En el diagrama espacio-fase abreviado tenemos el desarrollo del mando siguiente:

(1.0+) (2.0+) (1.0-) (3.0+) (2.0-) (4.0+) (4.0-) (3.0-)

Y el diagrama espacio-tiempo:

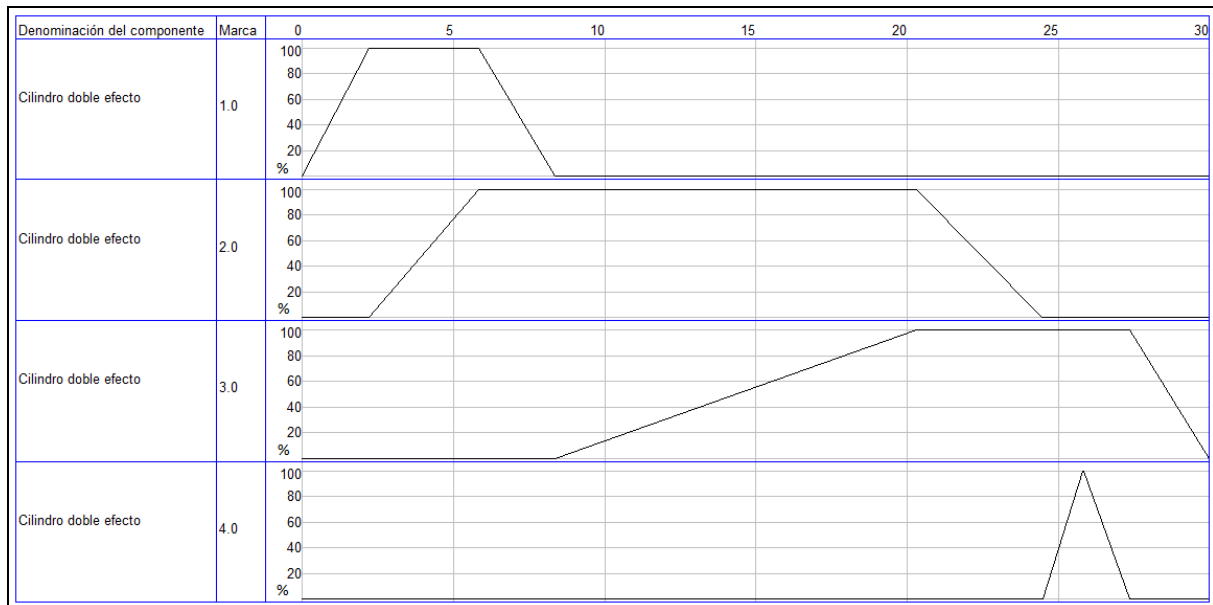


Fig. 4. 77 - Fresadora. Diagrama espacio-tiempo.

En el diagrama de movimientos solamente se han tenido en cuenta los elementos de trabajo. Si surge una anomalía en el mando (apartado siguiente), es necesario conocer la relación entre los elementos de trabajo y los elementos de mando.

2) Desarrollo del mando

Fase	Accionamiento Válvula de señal	Por	Conmutación de la memoria	Con aire en el grupo	Conmutación de la memoria de mando	Elemento de trabajo en Avance Retroceso		Anotaciones
1	1.2 1.4	Man. 3.0	0.2/0.24 [1]	1	1.1(Z)	1.0	—	—
2	2.2	1.0	0.5/0.2 [2]	2	2.1(Z)	2.0	—	—
3	1.3	2.0	0.8/0.5 [3]	3	1.1(Y)	—	1.0	—
4	3.2	1.0	0.12/0.8 [4]	4	3.1(Z)	3.0	—	—
5	2.3	3.0	0.15/0.12 [5]	5	2.1(Y)	—	2.0	—
6	4.2	2.0	0.18/0.16 [6]	6	4.1(Z)	4.0	—	—
7	4.3	4.0	0.21/0.18 [7]	7	4.1(Y)	—	4.0	—
8	3.3	4.0	0.24/0.21 [8]	8	3.1(Y)	—	3.0	—

Tabla 4. 9 - Fresadora - Desarrollo del mando.

3) Lectura del esquema de mando

Después de la lectura del diagrama de movimientos y del plano de desarrollo pueden determinarse en el esquema de mando los distintos elementos. Para la lectura del esquema del mando también debería utilizarse una cierta sistemática. Es aconsejable leer el esquema de mando de forma que se siga (sin saltar ningún movimiento) una fase (movimiento del cilindro) después de otra, provocadas por los elementos de trabajo. Es importante que, antes de leer el esquema se conozcan las condiciones que son necesarias y exigidas en el mando, sino surgen confusiones en la lectura.

En el ejemplo de la fresadora se conocen por el plano de desarrollo los elementos que pueden producir la anomalía. En el esquema de mando pueden conocerse los elementos correspondientes. Hay que pensar en el examen paso a paso de los distintos elementos.

Del esquema se desprenden las condiciones auxiliares que contiene este mando:

- 1) AUTOMÁTICO/MANUAL
- 2) PUESTA A CERO
- 3) PARO DE EMERGENCIA (PE) Y DESBLOQUEO PARO EMERGENCIA (DPE)
- 4) El mando solo puede desarrollarse cuando el motor está en marcha.

El plano del desarrollo del mando (fresadora) que presentamos a continuación permite conocer la relación entre los distintos elementos. Es importante, antes de hacer modificaciones en el mando (soltar tubos, desmontar elementos), debería estudiarse el diagrama de movimientos de desarrollo, para encontrar sistemáticamente el defecto.

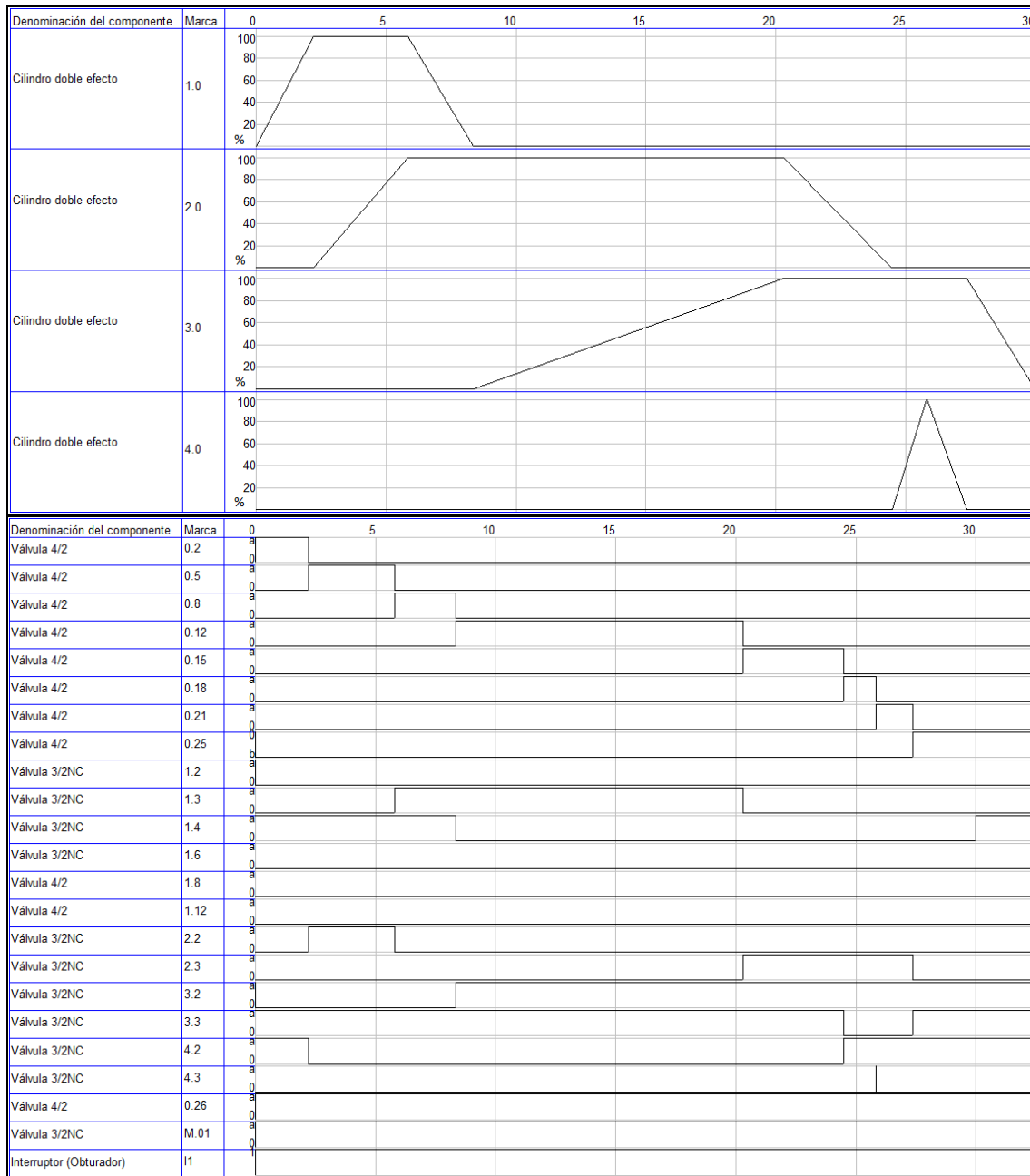


Fig. 4. 78 - Diagrama movimiento-fase para todos los componentes.

El esquema de mando, según el método del Paso a paso mínimo, es el que se presenta en la página siguiente. Se ha utilizado este método ya que se le han acoplado las seguridades anteriormente enumeradas, y es este método el más adecuado para añadir estas junto con el PaP Máximo, pero como ya dijimos, las canalizaciones son mucho más numerosas). Sin añadir seguridades, el método en cascada solo tiene 4 grupos de alimentación.

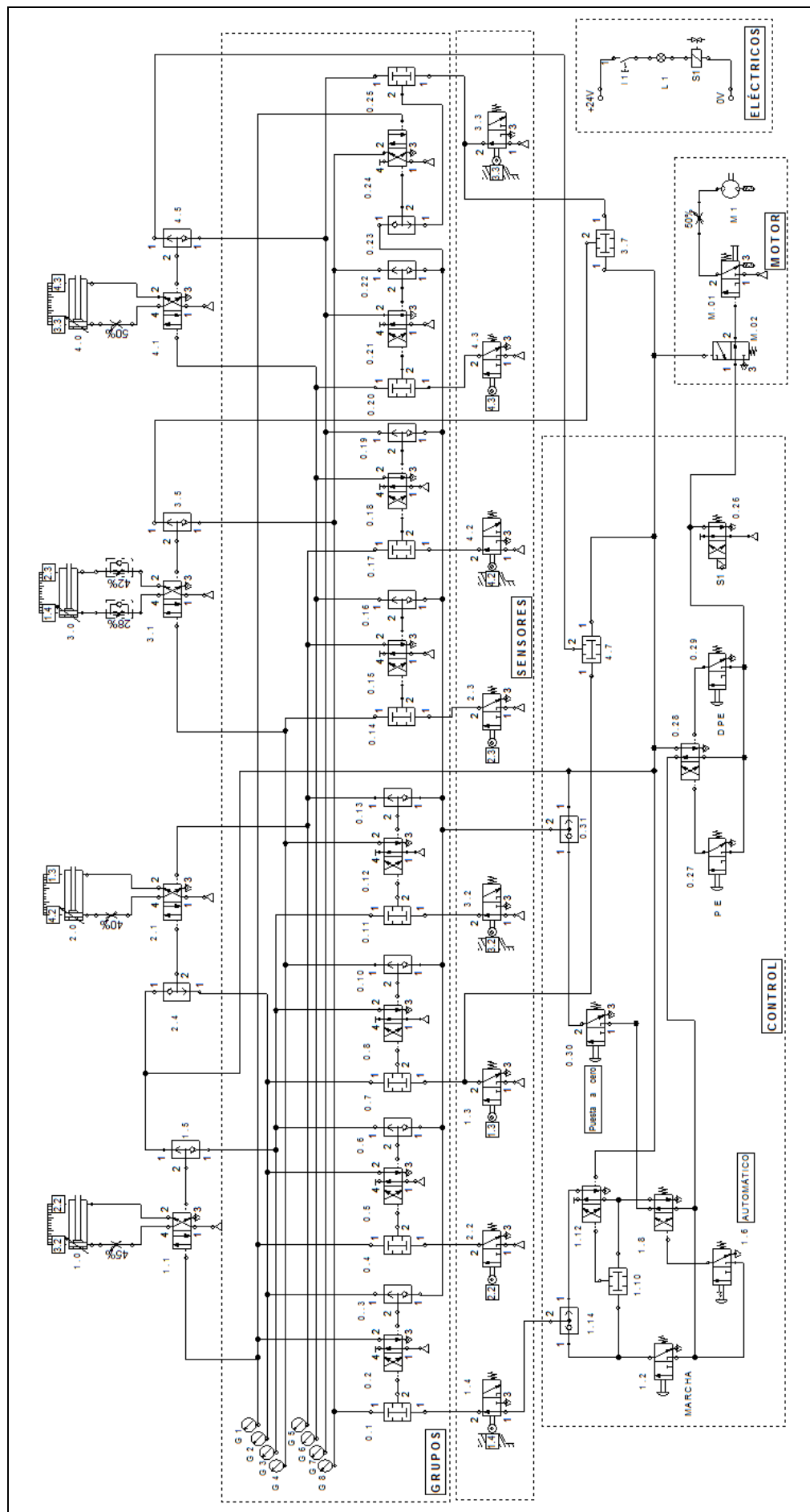


Fig. 4. 79 - Esquema de mando para fresadora automática. Método del Paso a Paso mínimo.

4.6.2.- Búsqueda de anomalías

1) Encargo de la reparación de la avería

El encargado, o el personal del servicio, hacen llegar al personal de mantenimiento el encargo de reparación de la avería. Aquí pueden exigirse de este personal indicaciones concretas sobre las anomalías surgidas.

Las preguntas son:

- ¿Se encuentra la máquina todavía en la posición que surgió la avería?
- ¿Ha surgido la avería ya anteriormente y a menudo?
- ¿La persona que lleva la máquina ha efectuado ya la supresión del defecto o una modificación de la posición del mando?

Estas indicaciones son una ayuda importante para el personal de mantenimiento en la búsqueda de averías. Con el ejemplo de la fresadora se quieren enseñar los puntos importantes en la detección sistemática de averías.

El defecto encontrado es que la unidad de avance 3.0 (C) no llega a la posición final delantera.

2) Determinación del lugar de mando en que surgió la anomalía

Si el encargado no ha hecho ninguna indicación sobre los eventuales efectos en el mando, el personal de mantenimiento deberá determinar el lugar en el desarrollo del mando donde surgió la anomalía. Con ayuda del diagrama de movimientos y del plano de desarrollo puede determinarse la fase, en la cual se paró el mando (diagrama), y los elementos correspondientes (plano del desarrollo).

Para la fresadora, la anomalía se encuentra en la fase 4. El vástago del cilindro 3.0 EC) no avanza En el plano del desarrollo averiguamos qué elementos influyen sobre esta fase.

- Válvula 3.2
- Cilindro 1.0 (A)
- Válvula 0.11/0.12 (grupo 4)
- Válvula 3.1
- Cilindro 3.0 (C)

Es necesario un examen de estos elementos y sus conexiones.

Si la máquina dispone de un mando manual, se debe intentar que la máquina haga el recorrido manualmente.

- a) Control, si funciona el motor de la fresa (válvula 0.26 ha de dar señal para inicio del mando).
- b) Control del desbloqueo, PARO EMERGENCIA (válvula 0.29 tiene que haber conectado la válvula 0.28).

- c) Control válvula 3.2 (¿Es alimentada con aire comprimido la válvula?).
- d) Control válvula 3.2 (válvula 3.2 ha de ser accionada del cilindro 1.0 (A)
- e) Control grupo 3 (¿Tiene alimentación de aire comprimido?).
- f) Control de la válvula 0.12 (¿Es alimentada con aire comprimido esta válvula?).
- g) Control válvula 3.1 (Tiene alimentación esta válvula, no pude conmutar porque existe contraseñal).
- h) Control cilindro 3.0 (C). (¿Se ha atascado la unidad de avance, se bloqueó durante el retroceso?).

Si se controlan estos distintos puntos sistemáticamente, se garantiza la detección de la avería de forma segura y rápida. Es importante tomarse el tiempo necesario, sin prisas, ya que una intervención apresurada en el mando puede significar peligro de accidente.

3) Detección y solución de la avería

Si se ha encontrado el fallo en el mando, debe eliminarse inmediatamente la avería. Puede surgir tanto un error de conexiones en caso de nueva instalación o cambio de elementos defectuosos como un fallo de un elemento (por desgaste o acción externa).

En caso de un error de conexiones, la reparación de la avería puede efectuarse en seguida realizando la conexión correcta. Si la causa fuera el fallo de un elemento, significaría que hay que desmontar el elemento.

Después de haber montado un elemento nuevo, surge el problema de la reparación del elemento defectuoso. Es pura cuestión de precio escoger entre la reparación del elemento defectuoso o compra de un nuevo elemento.

5.- INSTALACIONES NEUMÁTICAS

5.1.- CÁLCULO DE ACTUADOR NEUMÁTICO

El circuito de la figura pretende servir como ejemplo inicial de selección de un cilindro. Es un elevador neumático para elevar coches en un taller. Se está dimensionando el actuador, teniendo en cuenta que se dispone de una serie normalizada de actuadores con relación de áreas émbolo-vástago $\phi = 2.5$ [$\phi = A_E/(A_E - A_V)$] y diámetros del émbolo posibles (en mm): 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125 y 200. La carrera requerida para el actuador es de 1.8 m y la el peso estimado de un utilitario medio es de $3 \cdot 10^3$ kg. Para dicho dimensionamiento, obténganse:

- Presión de aire requerida en el movimiento de elevación (avance), si el rendimiento hidráulico del actuador se estima en un 80% y el rendimiento mecánico es del 90%.
- Dimensiones geométricas del actuador, con la limitación señalada, utilizando para el pandeo una constante $k = 5$.
- Caudal de aire requerido, si el circuito se diseña para permitir realizar un máximo de 20 ciclos/min.
- Elementos auxiliares del circuito (respecto al propuesto en la figura).
- Potencia del compresor de alimentación al circuito.

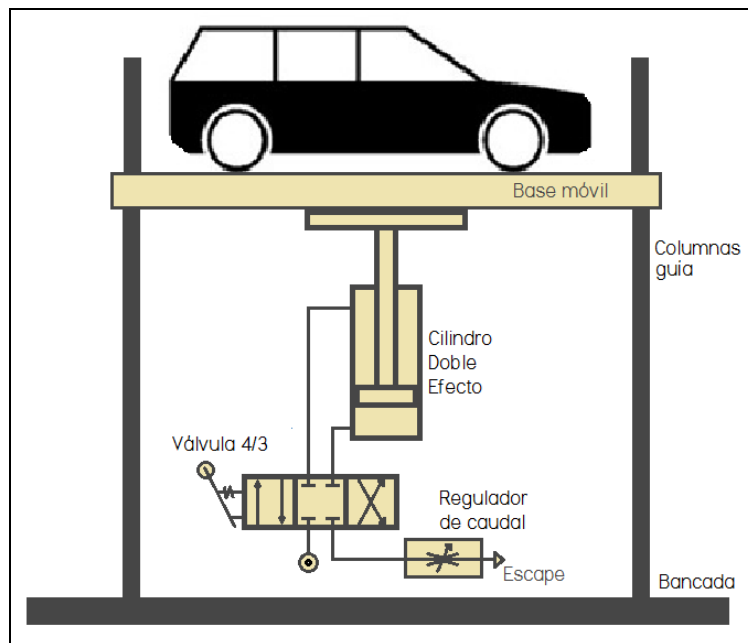


Fig. 5. 1 - Esquema de ascensor neumático.

a) El equilibrio de fuerzas, considerando rendimientos mecánico e hidráulico del actuador, es:

$$F = P \cdot S_E \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$

Por otro lado, la fuerza F es conocida por corresponderse al movimiento de una carga estimada en $3 \cdot 10^3$ kg = $2.94 \cdot 10^4$ N. Expresado matemáticamente:

$$2.94 \cdot 10^4 \text{ N} = P \cdot S_E \cdot 0.8 \cdot 0.9 \Rightarrow P \cdot S_E = 4.09 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Ahora se podría operar de dos maneras:

- 1) Estimar una presión de trabajo en el rango habitual, obtener la superficie del émbolo, con la relación de áreas obtener el diámetro del vástago y comprobar que aguanta frente al pandeo.
- 2) Elegir un diámetro de los normalizados, obtener la presión de funcionamiento y el diámetro del vástago. Comprobar que el vástago aguanta a pandeo y que la presión requerida para trabajar con dicho émbolo está en un rango razonable para este tipo de aplicaciones.

Trabajando según la primera forma, elegiríamos, por ejemplo 0.6 MPa de presión de trabajo. Con esta presión, el diámetro del émbolo debería ser:

$$D_E = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot P \cdot \eta_h \cdot \eta_m}} = 0.294m$$

Como en el enunciado, se limitaba el diámetro a 0.2 m, se elegirá este diámetro y, entonces, los cálculos serían ya equivalentes a los de la segunda forma de trabajo.

Considerando la segunda de las opciones de cálculo, elegiríamos, atendiendo al cálculo previo un diámetro del émbolo $D_E = 0.2$ m.

En estas condiciones, la presión de trabajo sería:

$$P = \frac{F}{S_E \cdot \eta_h \cdot \eta_m} = 1.3MPa$$

b) Se comprueban ahora las condiciones de pandeo del actuador utilizado. Se utiliza un actuador con relación de áreas $\phi = 2.5$, con lo que:

$$\phi = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D_E^2}{\frac{\pi}{4} \cdot D_V^2} \Rightarrow D_V = D_E \cdot \left[1 - \frac{1}{\phi}\right]^{1/2} = 0.155m$$

La fuerza requerida para el pandeo de este vástago sería de:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{C^2 \cdot k} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot D_V^4}{64 \cdot C^2 \cdot k} = 3.62 \cdot 10^6 N$$

Por otro lado la fuerza efectiva sobre el actuador es:

$$F_V = \frac{F}{\eta_m} = 3.27 \cdot 10^4 N$$

Como esta fuerza es menor que la de pandeo, el actuador está correctamente diseñado. En concreto para este caso, se podría ir a una relación de áreas menor, es decir, a un menor diámetro del vástago ($\phi = 2$).

Por tanto, se elegiría un actuador con un $D_E = 0.2$ m y un $D_V = 0.155$ m. Si este actuador (con estas dimensiones exactas) no existiera en un catálogo de productos, se iría siempre a los valores inmediatamente superiores, que estuvieran disponibles.

c) En cuanto al caudal de aire, para un ciclo completo, es decir, una fase de avance y otra de retroceso, se tiene que el volumen requerido es:

$$g = C \frac{\pi}{4} \cdot (D_E^2 - D_V^2) = 0.0791 \text{ m}^3 / \text{ciclo}$$

Como la frecuencia del sistema, como máximo, es de 20 ciclos/min, se tendrá:

$$Q = 20 \cdot g = 1.5826 \text{ m}^3 / \text{min} = 1.582.6 \text{ l} / \text{min}$$

Lo que constituye un flujo másico de:

$$\dot{m} = \rho \cdot Q = 16.66 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 1.5826 \text{ m}^3 / \text{min} = 26.37 \text{ kg} / \text{min} = 0.44 \text{ kg} / \text{s}$$

Este caudal es el requerido a la presión de 1.3 MPa. Se transforma dicho caudal a las condiciones normales. Para ello, se tendrá, para el caso de que la temperatura permanezca constante:

$$P_1 \cdot Q_1 = \frac{n}{t} \cdot R \cdot T_1 = \frac{n}{t} \cdot R \cdot T_0 = P_0 \cdot Q_0$$

Es decir, teniendo en cuenta que las presiones en esta fórmula han de introducirse en su valor absoluto, se tendrá (considerando $Q_1 = Q = 1.5826 \text{ m}^3/\text{min}$):

$$Q_0 = \frac{P_1}{P_0} \cdot Q_1 = \frac{1.3 + 0.101}{0.101} \cdot Q_1 = 21.95 \text{ m}^3 / \text{min} \text{ (C.N.)}$$

Esta transformación se puede realizar también mediante el nomograma de la figura 2.5. Conociendo el caudal, se puede obtener la velocidad, sin más que dividir dicho caudal entre la sección del conducto. Para un conducto de media pulgada, es decir, un diámetro interior de 0.0161 m, se tendrá una velocidad media de:

$$V = \frac{Q}{S} = 129.56 \text{ m} / \text{s}$$

d) Elementos auxiliares, que se podrían añadir para aumentar la seguridad del circuito y su funcionamiento:

- Válvula de retención de la carga.
- Válvula de regulación del caudal.

Se podría plantear el circuito con estos nuevos elementos utilizando los conocimientos de los apartados anteriores.

e) El correcto cálculo de la potencia del compresor se ha de hacer considerando las pérdidas de carga en el circuito, ya que estas incrementan la presión a la que ha de producir el aire. Sin embargo, es bastante habitual hacer un pre-dimensionado sin considerar dichas pérdidas de carga. En ese caso, y según las variables del problema, se tendrá:

$$\dot{W} = P_1 \cdot Q_1 - P_0 \cdot Q_0 = P_1 \cdot Q_1 \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] = 145.4 kW$$

Si se consideran las pérdidas, habría que tener más datos sobre la instalación para poder tener un dato sobre la longitud de los conductos. Conociendo dicha longitud, se puede aplicar la fórmula (2.13), es decir:

$$h_{pl} = f \cdot \frac{L \cdot v^2}{D \cdot 2g} = \frac{8 \cdot f \cdot L}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5} \cdot Q^2$$

En este caso, f se obtendría del diagrama de Moody, con:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = 1.93 \cdot 10^6$$

Con la rugosidad del material, se entraría en la gráfica de la figura 2.9, obteniéndose f .

También se deberían considerar las pérdidas singulares en la válvula direccional. Y si se incluyeran (como se ha sugerido en el apartado anterior) válvulas reguladoras de caudal, habría que considerar también las pérdidas en dichas válvulas.

Con estos nuevos cálculos, se obtendría una mayoración de la presión de trabajo del compresor, que permitiría afinar en la definición de su potencia requerida.

5.2.- AUTOMATISMO NEUMÁTICO: DISEÑO COMPLETO

En este primer apartado vamos a diseñar completamente una máquina neumática. Para ello, utilizaremos la sierra automática que se ha presentado en el apartado 4.3 del anterior capítulo.

Nos pondremos en el papel de una empresa de ingeniería que recibe el encargo de diseñar esta máquina y en base a unas premisas, suposiciones y condiciones dadas, deberemos dimensionar todos los elementos necesarios relacionados con la parte neumática de la máquina. Este diseño, en realidad se realizaría de manera conjunta con la parte mecánica, así como con el layout de la propia máquina, ya que la distribución de los elementos y el espacio disponible puede influir notablemente en la elección de los componentes [79].

Primero expondré toda la información con la que partimos para realizar el diseño y a partir de aquí, primero iremos calculando cada uno de los actuadores, después elegiremos las válvulas necesarias, el resto de componentes y al final se verá un resumen de elementos, consumos y demás aspectos del diseño (costes,...).

El objetivo fundamental de este diseño consiste en dimensionar y elegir de un fabricante:

- Diseño del circuito neumático (ya realizado en el bloque anterior)
- Elegimos el diseño con válvulas de fin de carrera, por ser el de menos componentes y, por lo tanto, el de menor coste
- Elementos necesarios: Características
 - Cilindros,
 - válvulas,
 - FRL, ...
- Consumos de cada uno
- Estimación del coste del sistema neumático

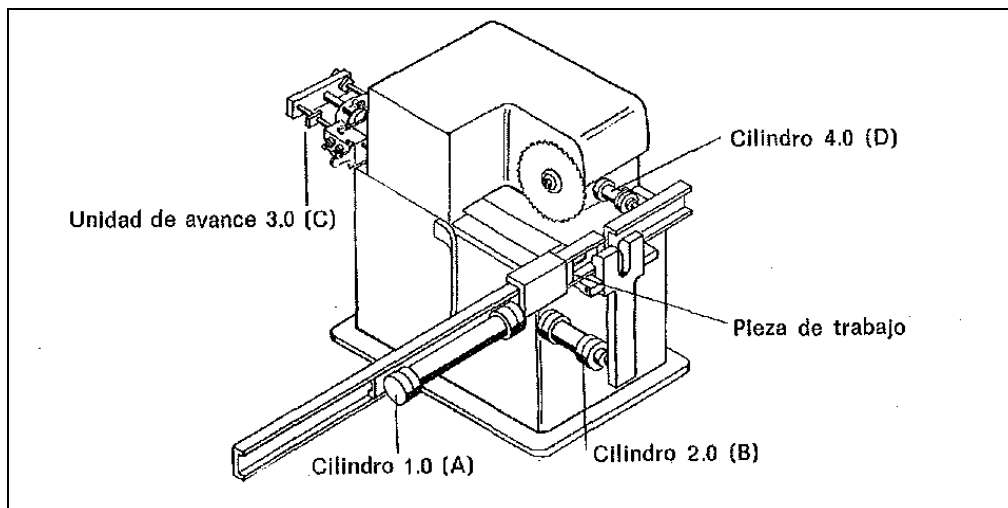


Fig. 5. 2 - Croquis de la sierra automática

5.2.1.- Especificación técnica

En primer lugar se nos presentan unas características generales relacionadas con la instalación y la producción esperada de la sierra automática. Después los detalles correspondientes a cada uno de los actuadores y la secuencia de operación.

Los parámetros principales y simplificaciones de partida para los cálculos serán los siguientes:

- Instalaciones:
 - Red neumática disponible: 6 bar
 - Layout de la planta y máquina sin problemas de espacio
 - Tomas y conexiones disponibles donde fuera necesario
 - El acondicionamiento del aire comprimido es el general para una red común.
- Producción:
 - Pieza: Aluminio; Densidad: $2,7 \text{ kg/dm}^3$; no requiere lubricantes ni taladrinas.
 - La pieza de partida tiene una longitud inicial de 1m y se cortará en trozos de 200mm de longitud (se requieren 4 cortes para una serie).
 - La sección de la pieza tiene las dimensiones que se muestran a continuación:

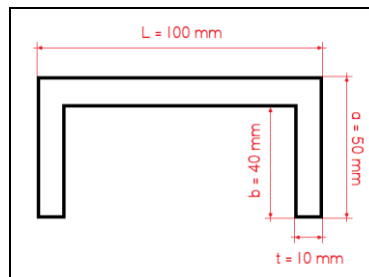


Fig. 5. 3 - Sección de la pieza a fabricar

- Tras la expulsión, las piezas se cargan en un paquete con capacidad para 5 piezas
- Cadencia de producción:
 - 15 segundos para colocar pieza en posición
 - Cada 4 ciclos (cortes), se dispone de 60 segundos para extraer la caja llena y colocar una nueva vacía.
 - 1 ciclo (pieza fabricada) cada 15 segundos
 - La secuencia de trabajo es como sigue: (del apartado 4.3)

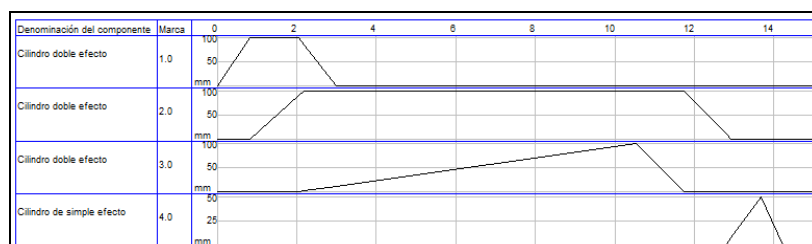


Fig. 5. 4 - Diagrama fase-tiempo para la sierra

- Actuadores:

- Cilindro 1.0: Movimiento de la pieza
 - Avance: 200 mm
 - Velocidad de avance: 200mm/s
 - Coeficiente de fricción dinámico Aluminio – acero: 0,47
- Cilindro 2.0: Sujeción de pieza
 - Avance: 100mm
 - Fuerza requerida sujeción: 150N ($> F_{\text{Horizontal}}$ generada en el corte).
- Cilindro 3.0: Unidad de avance
 - Peso cabezal de corte: 30 kg
 - Coef. fricción guías: 0,1
 - Avance: 200 mm
- Cilindro 4.0: Expulsión de pieza
 - Avance: 50mm

Por último, se elige como proveedor de los elementos neumáticos el fabricante SMC (Ver anexo III para más referencias)

5.2.2.- Dimensionado y selección de componentes

Recordemos que de los cuatro diseños que vimos para la sierra, hemos elegido, por la menor cantidad de componentes necesarios, el montaje mediante rodillos escamoteables.

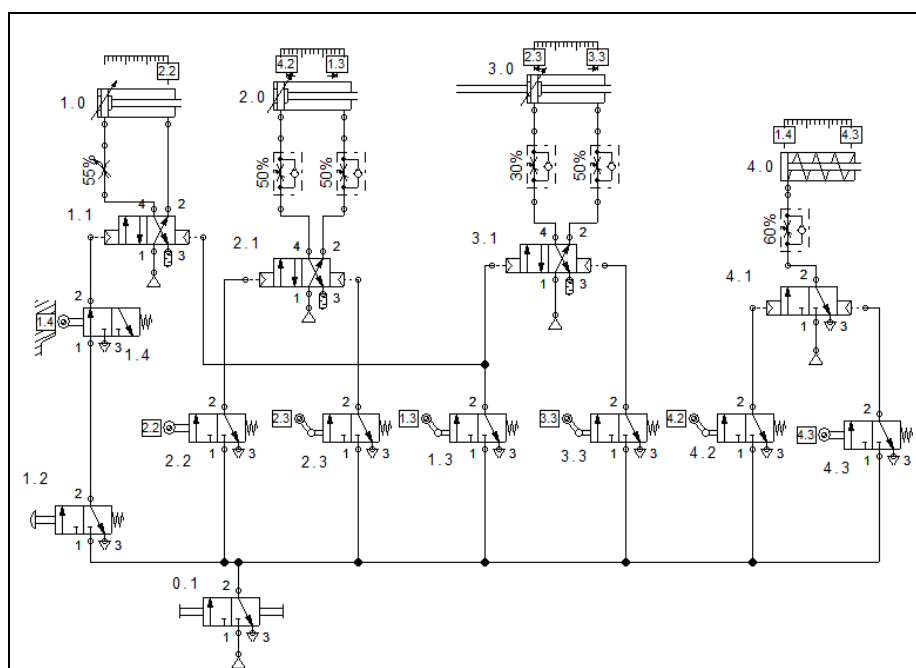


Fig. 5.5 - Esquema neumático para sierra automática.
Montaje mediante rodillos escamoteables

En muchas ocasiones este montaje no es factible ya que no existe espacio físico disponible para montar las válvulas necesarias en las posiciones adecuadas para que sean actuadas por los cilindros, y hay que acudir al resto de montajes, pero partimos de la premisa que las dimensiones de la máquina no son críticas a la hora de dimensionar y en el layout de la planta disponemos de espacio, con lo que este aspecto queda resuelto y lo obviaremos (en cualquier caso, esto pertenecería al diseño mecánico de la máquina, que no se estudiará aquí).

Para tenerlo más a mano, se vuelve a añadir aquí el esquema neumático que utilizaremos.

Como ya sabemos, o podemos presuponer, esta máquina debería disponer de gran cantidad de seguridades (al menos similares a la fresadora que se estudió en el apartado 4.6.1), que vamos a obviar por no ampliar en exceso este apartado ya que no añaden nada de valor desde el punto de vista didáctico.

Antes de pasar a dimensionar los componentes, haremos algunos cálculos que serán de utilidad en distintos apartados, como el peso de la pieza de partida y de cada pieza individual tras el corte:

La sección de la pieza tiene una superficie de:

$$S = Alma + 2 * ala = 100 * 10 + 2 * (40 * 10) = 1800 mm^2 \quad (5.1)$$

Y el volumen de esta es:

$$V = S * L = 1800 * 1000 = 1,8 \cdot 10^6 mm^3 \quad (5.2)$$

Con lo que su peso, conociendo la densidad del Aluminio, es:

$$P = V * \rho = 1,8 \cdot 10^6 mm^3 * 2,7 \frac{kg}{dm^3} * \frac{1 dm^3}{10^6 mm^3} = 4,86 kg \rightarrow P = 4,86 * 9,8 = 47,62 N \quad (5.3)$$

En aras a facilitar el cálculo, y desde el punto de vista de la seguridad, supondremos 5 Kg de masa y 50 N de peso para nuestra pieza, obteniendo un peso por pieza de 10N (masa de 1Kg).

1) Cilindros neumáticos

• Cilindro 1.0: Movimiento de la pieza

En primer lugar, calculemos la fuerza que necesitamos que realice el cilindro:

En el peor de los casos, para el primer corte, el cilindro debe ser capaz de desplazar la pieza de 5 Kg. Teniendo en cuenta que la superficie por la que desliza la pieza es de acero y el coeficiente de rozamiento estático (mayor que el dinámico, obviamente) entre el Acero y el Aluminio es de 0,47, tenemos que se requiere una fuerza de:

$$F_1 = \mu * N = \mu * P = 0,47 * 50 = 23,5 N \quad (5.4)$$

De la tabla 2.4 obtenemos el diámetro necesario de émbolo y vástago. Debemos tener en cuenta que la carrera que necesitamos es de 200 mm, con lo que tenemos (siendo la presión de red 6 bar):

Ø VASTAGO [mm]	Ø EMBOLO [mm]	FUERZA NETA [N] a P=6 bar	LONGITUDES DE CARRERAS NORMALIZADAS [mm]
—	6	15	10, 25, 40, 80
4	12	60	10, 25, 40, 80, 140, 200

Tabla 5. 1 - Extracto tabla 2.4 – Selección cilindro 1.0

Vemos que para cilindros normalizados, el primero ni puede realizar la fuerza necesaria ni se dispone de la longitud necesaria, con lo que pasamos al segundo, de diámetro de vástago 4 y de émbolo 12.

Con esto, ya tenemos las dimensiones del cilindro, ahora debemos verificar que el cilindro no pandea: de la gráfica de pandeo 2.4, introduciendo los datos vemos que el vástago no pandea; Este resultado es para el cilindro normalizado con la carga máxima: en esta tabla deberíamos entrar con la carga máxima que soporta el cilindro a P=6bar (60N); nosotros lo utilizaremos con cargas del orden de la tercera parte. En cualquier caso, al seleccionar el cilindro del proveedor podremos comprobar la carga crítica de pandeo de la hoja de características.

Ahora nos queda conocer el consumo que tendría el cilindro. Lo podríamos calcular mediante la fórmula 2.9, ya que conocemos todos los valores:

$$Q = \left(\frac{0.0000471 \cdot D^2 \cdot L}{t} \right) \cdot \left(\frac{P_1 + 1.033}{1.033} \right) \quad \begin{matrix} (5.5) \\ [(2.9)] \end{matrix}$$

Pero con la tabla 2.6 o la figura 2.6 (para nuestro caso no sirve, queda fuera de la gráfica) obtenemos directamente el consumo del cilindro por unidad de longitud. Con nuestros datos obtenemos que el consumo por cm de carrera es de 0,008L/cm, con lo que nuestro cilindro de 10cm de carrera consumiría 0,08*2=0,16L por ciclo (ida y vuelta)

La velocidad de avance requerida (200mm/s) la regularemos mediante las válvulas reguladoras que seleccionaremos posteriormente. Esta velocidad depende del consumo del cilindro, de la presión de trabajo, del diámetro de los conductos y de las entradas del cilindro.

Con toda esta información podríamos seleccionar el cilindro del proveedor que más se adecúe a nuestras necesidades, teniendo en cuenta otros factores, como son:

- Detección magnética y montaje de los detectores (caso de existir)
- Vástago antigiro
- Tipo de culata trasera
- Amortiguación (caso de existir, elástica o neumática)
- Elementos extra de acero inoxidable (dependiendo del ambiente de trabajo)

Con todo lo cual, nuestra elección quedaría:

Cilindro de doble efecto SMC serie C85 (que cumple la Normativa ISO6432 y CETOP RP52P), sin vástago antigiro (no necesaria para evitar problemas de posicionamiento, ya que el sistema

dispondrá de un elemento mecánico que empuje la pieza solo en la carrera de avance, dejándola libre en la de retroceso, para permitir una alimentación semiautomática, que fijará el vástago de manera externa), sin detección magnética, culata trasera normal, diámetro 12mm, carrera 200mm, con amortiguación neumática, sin fuelle y sin necesidades para ambientes corrosivos.

El pedido tendría la nomenclatura siguiente (para el proveedor SMC, ver catálogo del fabricante)

C-85-N12-200-C

Donde cada elemento representa una característica:

- Estándar, sin vástago antigiro (guión tras la C) y sin detección magnética.
- Culata trasera de charnela básica integrada (N)
- Diámetro 12mm y carrera 200mm
- Amortiguación neumática (C)
- Sin vástago, tuerca de vástago y tuerca de montaje de acero inox. (no compatible con Ø12)



Fig. 5. 6 - Actuador seleccionado para el cilindro 1.0

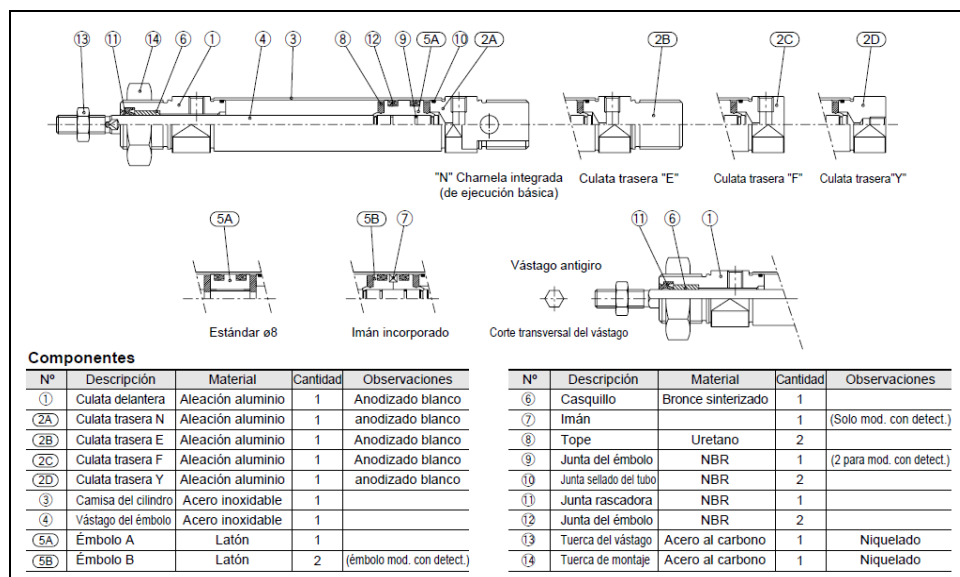


Fig. 5. 7 - Sección y componentes del cilindro 1.0

Aparte de estos aspectos, a la hora de hacer el pedido, deberíamos definir las fijaciones que necesitamos para llevar a cabo el montaje del elemento. A continuación se muestra un extracto del catálogo con las fijaciones posibles (no las definimos aquí ya que, como se dijo anteriormente, esto pertenecería al diseño conjunto neumático-mecánico)

Fijaciones de montaje						
Diám.(mm)	8	10	12	16	20	25
Tipo de fijación						
Escuadra simple	C85L10A		C85L16A		C85L25A	
Escuadra doble (con tuerca de montaje)	C85L10B		C85L16B		C85L25B	
Brida	C85F10		C85F16		C85F25	
Muñón oscilante	C85T10		C85T16		C85T25	
Charnela	C85C10		C85C16		C85C25	
Rótula	KJ4D		KJ6D		KJ8D	KJ10D
Horquilla hembra	GKM4-8		GKM6-10		GKM8-16	GKM10-20
Junta flotante	JA10-4-070		JA15-6-100		JA20-8-125	JA30-10-125

Fig. 5. 8 - Fijaciones para cilindro 1.0

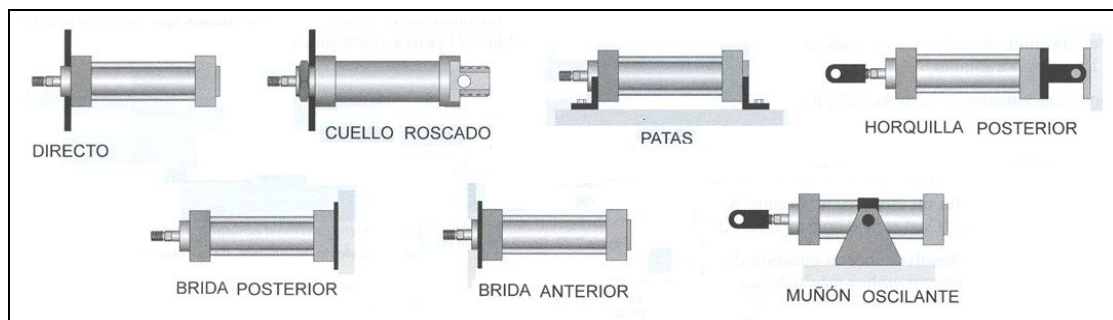


Fig. 5. 9 - Fijaciones principales para cilindros

Asimismo, podríamos seleccionar para la compra el añadido de un juego de juntas de recambio, en función de los diámetros de los cilindro. En nuestro caso, no se dispone de juntas de recambio dado el tamaño del cilindro.

• Cilindro 2.0: Sujeción de la pieza

Para este cilindro ya conocemos directamente la fuerza necesaria para dimensionarle, 200N.

Esta se obtendría de resolver el problema relacionado con las fuerzas de corte que aparecen en una fresa de disco, es decir, es un problema de Tecnología de Fabricación, que no es objeto de este capítulo. Simplemente haré un breve resumen de los pasos que necesitaríamos seguir para resolver el problema.

Para calcular las fuerzas que aparecen en el corte necesitaríamos conocer:

- La geometría de la herramienta
- El material de pieza y herramienta
- Los parámetros de corte: Velocidades de corte, avance y profundidad.

En base a estos datos obtendríamos la presión específica de corte y la sección de viruta. Con estos valores obtendríamos la fuerza de corte, que se puede relacionar con las fuerzas que aparecen en la herramienta y las reacciones de la pieza mediante el conocimiento de los ángulos de corte (incidencia, desprendimiento y de cizalladura).

Conocidos los módulos de las fuerzas y las direcciones de estas, y conocida la posición de los elementos de sujeción (que portará el cilindro) podríamos calcular la fuerza que este debe ejercer. En base a la experiencia, se ha estimado esta fuerza en 150N. Por último, deberíamos tener en cuenta asimismo la forma y superficie de las sujeciones en contacto con la pieza, que es de Aluminio, para no marcarla ni dañarla por ejercer presiones demasiado altas.

Con este valor para la fuerza, volvemos a la tabla 2.4:

Ø VASTAGO [mm]	Ø EMBOLO [mm]	FUERZA NETA [N] a P=6 bar	LONGITUDES DE CARRERAS NORMALIZADAS [mm]
6	16	106	10, 25, 40, 80, 140, 200, 300
10	25	260	25, 40, 80, 140, 200, 300

Tabla 5. 2 - Extracto tabla 2.4 – Selección cilindro 2.0

Vemos que para una fuerza de 150N, necesitamos un cilindro cuyo émbolo sea de 25mm. Ya que no disponemos de carreras normalizadas de 100mm de longitud, y no tenemos problemas de espacio, utilizaremos el cilindro de 140mm, lo que nos aumentaría la distancia entre la pieza y las mordazas. Esto podría ser hasta útil en caso de un posible accidente. Si no fuese posible aumentar esta longitud, lo que haríamos sería situar los fines de carrera a 100mm (para el cálculo del consumo de aire deberíamos tener en cuenta que el cilindro no realizaría todo su recorrido).

En cualquier caso, quizás SMC, nuestro proveedor, si disponga de este cilindro con la carrera que necesitamos, con lo que puede que evitemos este problema.

De cara a facilitar el pedido, disminuir los costes y ayudar al mantenimiento, lo ideal es disponer, en la medida de lo posible, de todos los componentes del mismo fabricante y de las mismas series de producto, con lo que trataremos de elegir de nuevo un cilindro de la serie C85.

Mirando de nuevo en el catálogo, elegiríamos el cilindro:

C-85RAF25-100

Cuyas características son:

- Sin detección magnética (el guión tras la C y antes del XC6A)
- Montaje directo (R)
- Montaje frontal (A)
- Culata trasera tipo F (F)
- Sin vástago ni tuerca del vástago inoxidable (no XC6A al final)

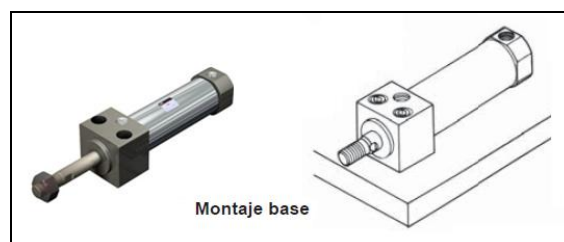


Fig. 5. 10 - Actuador seleccionado para el cilindro 2.0 y fijación

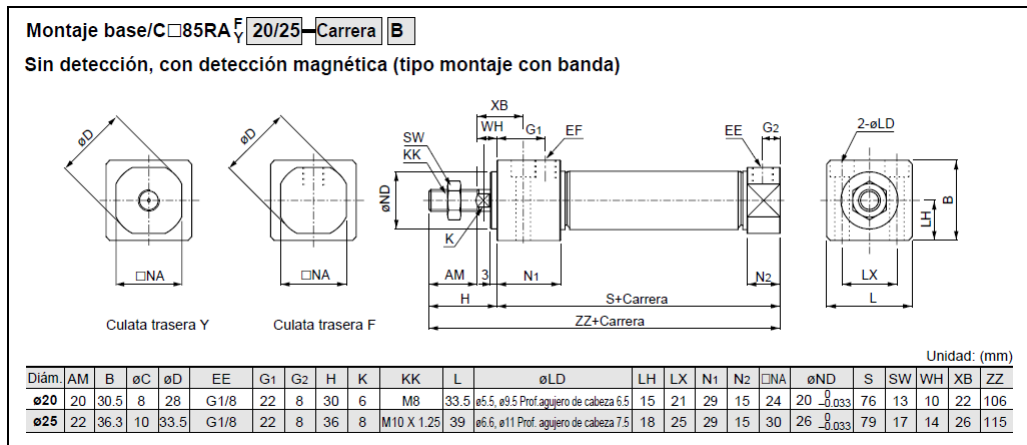


Fig. 5. 11 - Fijaciones de montaje para cilindro 2.0

Verificando la gráfica de pandeo vemos que, dadas las longitudes y las cargas que debe soportar, no pandeará. Este punto debería verificarse una vez se defina exactamente la forma de sujeción del cilindro, que nos informa de las condiciones de contorno para el coeficiente de pandeo σ_{pk} . Por último, para este cilindro tendríamos otros accesorios y si tenemos juntas de recambio (puntos no añadidos)

- Cilindro 3.0: Movimiento del cabezal de corte**

Este cilindro será el encargado de mover todo el conjunto del cabezal de corte, que irá montado sobre unas guías lineales para reducir la fricción. Estas guías se seleccionarían en la parte del diseño mecánico, con lo que las obviaremos aquí. Revisando catálogos de fabricantes (incluido el nuestro, SMC), se puede observar que podemos conseguir coeficientes de fricción realmente bajos. Se ha elegido un coeficiente de valor 0,1 para los cálculos, como solución de compromiso entre coste de guías y cilindro y necesidades de mantenimiento.

El bloque tiene una masa de 30kg. Obviando las fuerzas relacionadas con la inercia, ya que los movimientos son a bajas velocidades, la fuerza a vencer por el actuador es:

$$F_3 = \mu * N = \mu * P = \mu * m * g = 0,1 * 30 * 9,8 = 29,4N \quad (5.6)$$

Como vemos, la elección de unas guías lineales adecuadas puede reducir la fuerza a realizar notablemente.

Necesitamos una carrera de 200mm y, debido a la posición del cabezal de corte y las guías, y para equilibrar las fuerzas en ambos sentidos del movimiento (avance y retroceso), se ha optado por elegir un cilindro de doble efecto con doble vástago, también de la gama (serie) C85 de SMC.

El diámetro necesario, obtenido de la tabla 2.4, es el mismo que para el movimiento de la pieza del cilindro 1.0, es decir, 12 mm de diámetro.

El cilindro elegido es:

C85-W-E-12-200-C

Donde:

- Vástago doble (WE)
- Diámetro 12mm y carrera 200mm
- Amortiguación neumática (C)
- Fuelle estándar y sin detector



Fig. 5.12 - Actuador seleccionado para cilindro 3.0

Para este caso, como el cilindro irá fijado al bastidor de la mesa directamente, si podemos definir totalmente la fijación: por escuadras a la mesa.

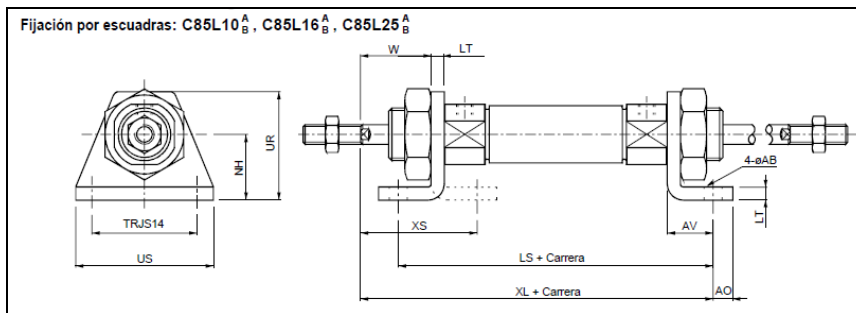


Fig. 5.13 - Fijaciones de montaje para cilindro 2.0

• Cilindro 4.0: Expulsión de la pieza

La fuerza necesaria para este cilindro es:

$$F_4 = \mu * N = \mu * P_{pieza} = 0,47 * 10 = 4,7 N \quad (5.7)$$

Con lo que, de la tabla 2.4, obtenemos un diámetro de 6mm, pero el fabricante SMC tiene un diámetro mínimo para la serie C85 de 8, con lo que elegimos este.

La carrera es de 50mm e irá montado fijo en el bastidor de la mesa, no el cabezal de corte. Por lo tanto el cilindro elegido es:

C85KF8-50

Siendo:

- Cilindro de simple efecto con retorno por muelle (K)
- Montaje sin protuberancias



Fig. 5.14 - Actuador seleccionado para cilindro 4.0

2) Válvulas neumáticas

Como ya vimos en el apartado 1.3.3 y siguientes, tanto las válvulas como las tuberías necesarias para actuar sobre cilindros y demás componentes, es decir, la parte de control del sistema neumático, requiere unos caudales muy bajos y una presión suficiente para actuar sobre las válvulas, teniendo en cuenta las pérdidas que se pueden producir en las pequeñas tuberías y racores. En nuestro caso, ya que se trata de actuadores de pequeña potencia, necesitaremos válvulas acordes con ellos. Para la presión de trabajo de 6 bar, elegiremos mangueras de 4 mm de diámetro interior y será suficiente (esta elección conviene dejarla en manos de expertos, que aconsejen del diámetro más adecuado, según las longitudes de tubos y la complejidad del circuito).

• Válvula de alimentación

Esta es la válvula que alimentará o purgará todo el sistema de control del circuito. Eliminará la presión residual tras el uso de la máquina para evitar posibles peligros a la hora de la limpieza o el mantenimiento. En la figura siguiente vemos la posición en el circuito neumático.

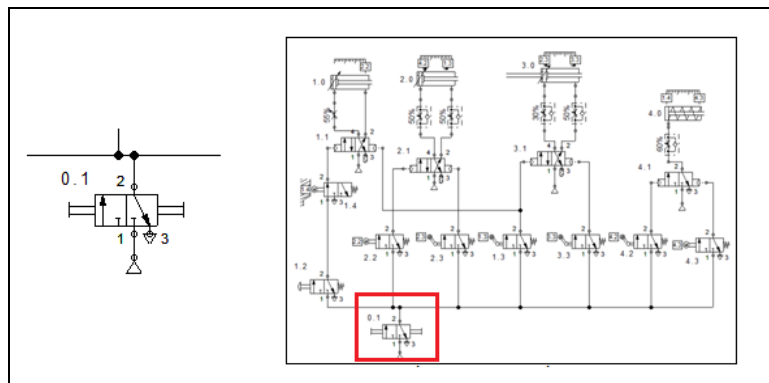


Fig. 5.15 - Esquema neumático – Válvula de alimentación

Para esta válvula se ha elegido el modelo siguiente de la serie VHS de SMC:

VHS400-02-X1

Donde cada elemento significa:

- VHS: Válvula de 3 vías y 2 posiciones
- 4: Tamaño 400
- 0: Caudal de izquierda a derecha
- 02: Dimensión de la conexión de 1/4 de pulgada
- X1: Color de cuerpo rojo y de la maneta plata.

Esta válvula es ligeramente diferente a la elegida en principio para el circuito, pero es más segura, ya que dispone de enclavamiento en cada posición.

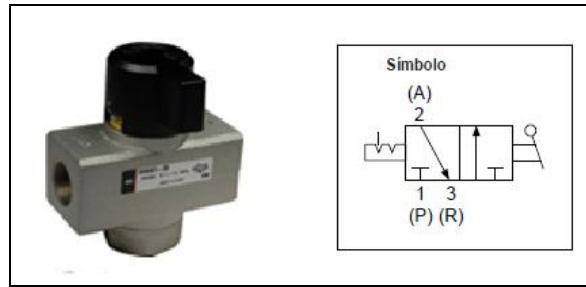


Fig. 5. 16 - Válvula de alimentación seleccionada y símbolo

Recordemos que esta válvula irá conectada tras el Filtro-Regulador-Lubricador (en adelante FRL) de la red de control; en el catálogo vemos que se dispone de la pieza de conexión a este, que podremos elegir cuando seleccionemos este (más adelante).

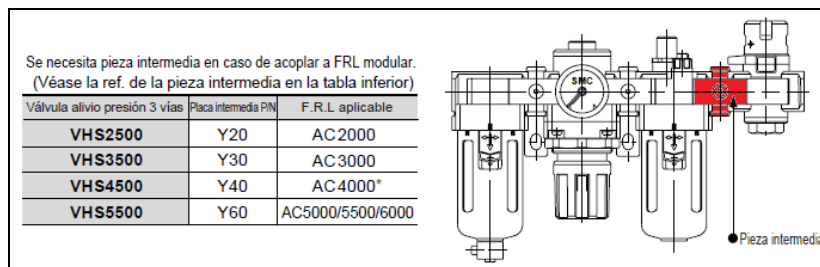


Fig. 5. 17 - Pieza intermedia de conexión para válvula de alimentación tras FRL

- **Válvulas de 3 vías y 2 posiciones de la red de control**

Para estas válvulas se ha elegido la serie VM430, que nos permitirá elegir las de fin de carrera posteriores de esta misma serie (la válvula no cambia, solo la manera de actuarla). En cuanto a su construcción, son alargadas y esto nos permitirá una fácil instalación, sobre todo para las finales de carrera, donde los espacios son más reducidos.

La válvula genérica, solo con el palpador, tiene las características extraídas del catálogo siguientes:

El modelo seleccionado para esta es el que sigue:



Fig. 5. 18 - Válvula 3/2 seleccionada y símbolo

A este modelo básico le añadiremos los cabezales pertinentes para cada aplicación que se muestran a continuación.

Válvula de puesta en marcha

Esta válvula es la de accionamiento del circuito. Es una válvula tipo seta que se acciona solo un momento (el tiempo necesario para actuar sobre la válvula de control del cilindro 1.0) y se puede soltar, con lo que un pulsado tipo seta será el adecuado. En la imagen siguiente vemos su correspondiente en el esquema neumático.

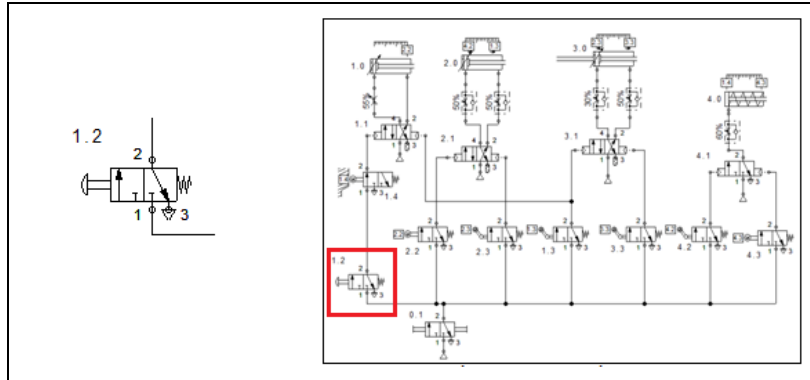


Fig. 5.19 - Esquema neumático – Válvula de puesta en marcha

El modelo elegido es:

VM430-01-30G

Siendo:

- Válvula de 3 vías y dos posiciones (VM430)
- Rosca métrica de 4mm en las conexiones
- Pulsador de seta (30)
- Pulsador selector color verde (G)

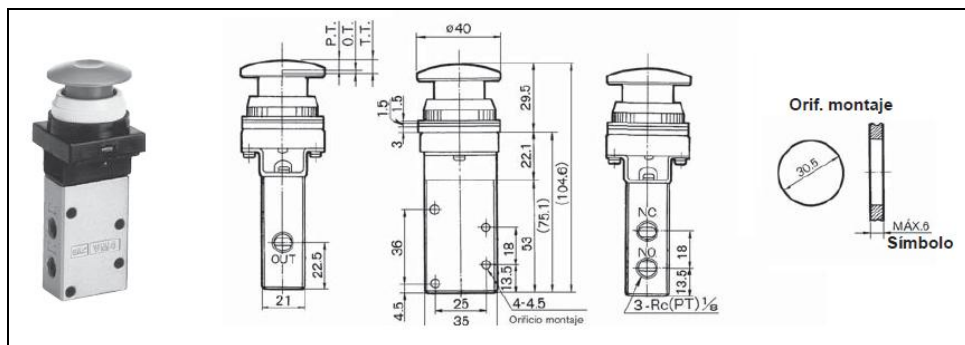


Fig. 5.20 - Válvula de puesta en marcha seleccionada

Válvulas de fin de carrera bidireccionales

Estas son válvulas que se actúan en ambos sentidos de movimiento del cilindro al que están asociadas, tanto en la carrera de avance como en la de retroceso.

De este tipo tenemos tres en el circuito, que actuadas controlan la posición de las válvulas de alimentación de los cilindros. Las vemos en la imagen siguiente.

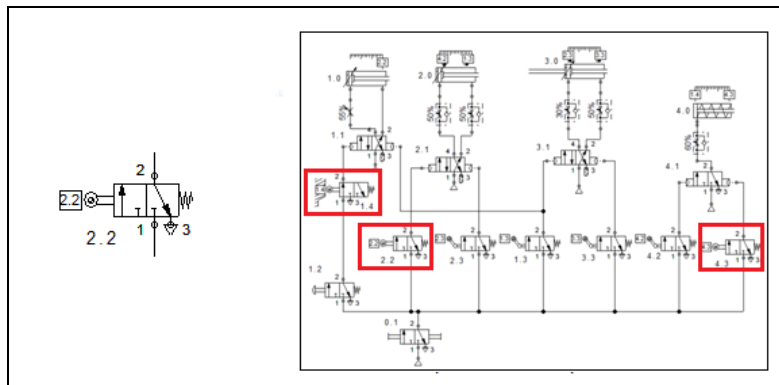


Fig. 5.21 - Esquema neumático – Válvulas de rodillos

El modelo elegido es:

VM430-01-01S

Con:

- Válvula de 3 vías y 2 posiciones
- Rosca métrica de 4mm en las conexiones
- Rodillo abatible (01)
- Material del rodillo de acero endurecido (S)

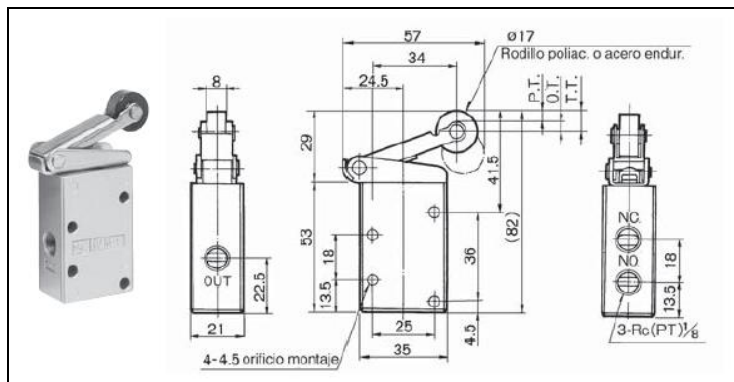


Fig. 5.22 - Válvula de rodillo seleccionada

En el catálogo disponemos asimismo de algunas indicaciones para el montaje. La primera de ellas nos informa de las velocidades máximas que permiten estas válvulas sin sufrir desperfectos o daños.

Serie	Actuador	Actuador límite ángulo	Velocidad máx. del actuador (m/s)
VM100 VM200 VM400	Válvula con rodillo	30°	0.7
		45°	0.3
	Válvula con rodillo escamoteable	30°	0.7
		45°	0.3
	Palpador	—	0.2
	Palpador con rodillo	30°	0.3
	Palpador con rodillo transversal	30°	0.3

Fig. 5.23 - Indicaciones para el montaje de válvulas de rodillo

Dadas las velocidades de actuación de nuestros cilindros, cumplimos con las recomendaciones (aunque para el cilindro 1.0 estamos al límite y deberíamos incluir alguna protección en las levas o usar ángulos superiores para aumentar la vida útil de los componentes).

En segundo lugar, se nos dan recomendaciones sobre la forma de la leva del vástago.

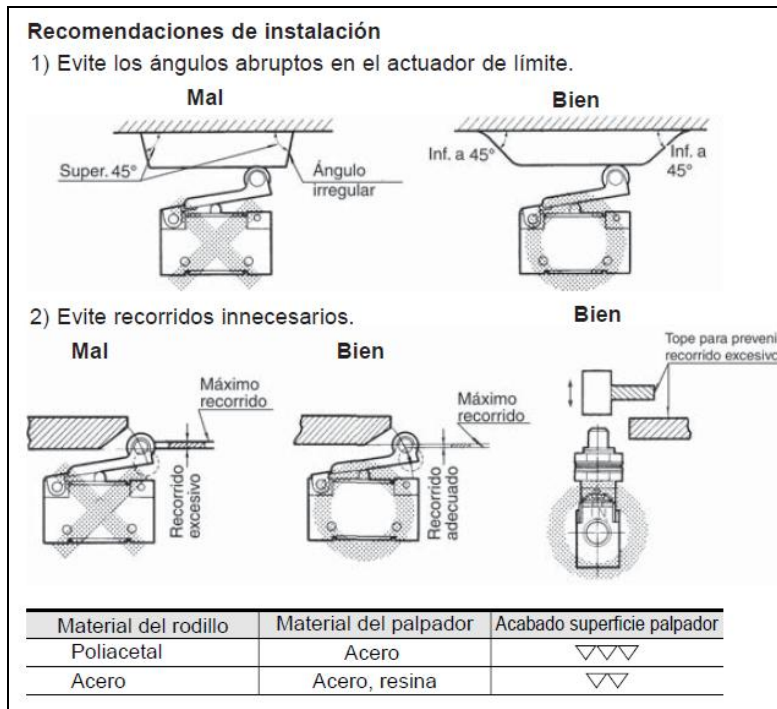


Fig. 5. 24 - Recomendaciones de montaje para válvulas de rodillo

Válvulas de fin de carrera de rodillo escamoteable (unidireccionales)

Esta válvula es prácticamente igual que la anterior, con la salvedad de que el rodillo dispone de un mecanismo que solo permite que sea actuada la válvula en un sentido de movimiento del actuador. De este tipo de válvula hay cuatro en el circuito y son las que coordinan movimientos entre cilindros.

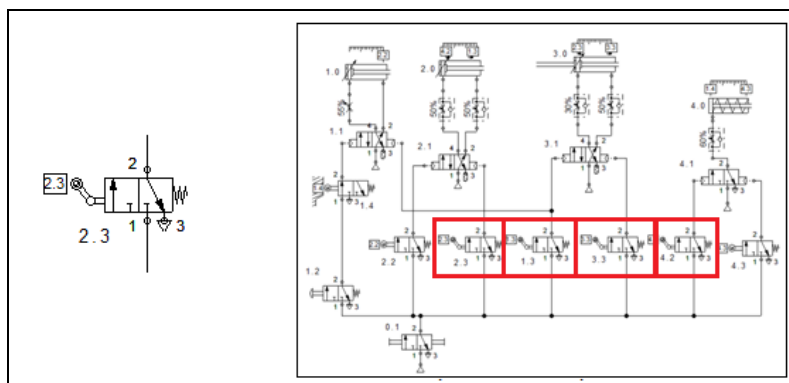


Fig. 5. 25 - Esquema neumático – Válvula de rodillo escamoteable

El modelo elegido tiene la referencia:

SYJA3220-M3

Cuyas características son:

- Válvula de 5 vías pilotada por presión a ambos lados (SYA)
- Modelo pequeño de la serie (3)
- Dos posiciones, biestable (2)
- Montaje individual (20, irá acoplada al cilindro mediante brida o similar)
- Conexión de métrica 3 (M3x0,5)

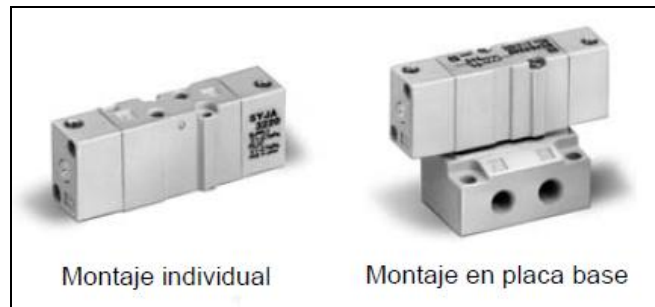


Fig. 5. 29 - Diferentes montajes para válvula 5/2 pilotada neumáticamente

Puesto que esta válvula es de transmisión de potencia, en ella si debemos tener en cuenta los caudales que soporta y las presiones de pilotaje en función de las de trabajo. A continuación vemos un extracto del catálogo que nos informa de estos valores.

Modelo de válvula	Configuración	Conexión	Área efectiva (mm ²) (N/d/min)	Conexión pilotaje	Peso ⁽²⁾ (g)
Montaje individual	SYJA3120-M3	2 posic., monoestable	0.9 (49)	M3 X 0.5	22
	SYJA3220-M3	2 posiciones, biestable			25
	SYJA3320-M3	3 posic., centro cerrado			28
	SYJA3420-M3	3 posic., centro a escape			
	SYJA3520-M3	3 posic., centro a presión			

Fig. 5. 30 - Extracto del catálogo con características principales de de válvula 5/2

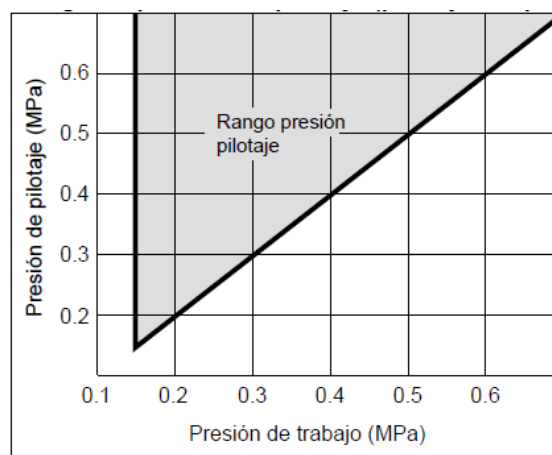


Fig. 5. 31 - Rango de presiones de pilotaje para válvula 5/2

- **Válvula de control del cilindro de simple efecto**

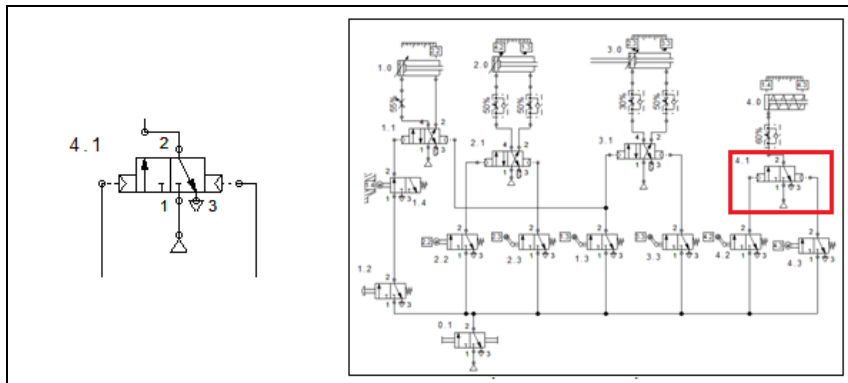


Fig. 5.32 - Esquema neumático – válvula de control del cilindro de simple efecto

La válvula que utilizaremos tiene una ligera diferencia, pero no influye en nada. Esta consiste en que no tiene amplificación de pilotaje en uno de los extremos (un ejemplo de esto se vio en el punto 3 del apartado 4.2.2), pero dado que la presión de pilotaje es de 6 bares en ambos extremos, no hay problema ninguno.

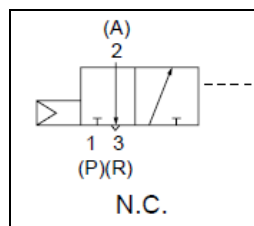


Fig. 5.33 - Símbolo de válvula 3/2 pilotada neumáticamente

SYJA312-M3-F

Cuyas características son:

- Válvula de 3 vías (SYJA3)
- Normalmente cerrada (1)
- Tamaño de conexión métrica 3
- Rosca Rc
- Fijación con soporte (F)

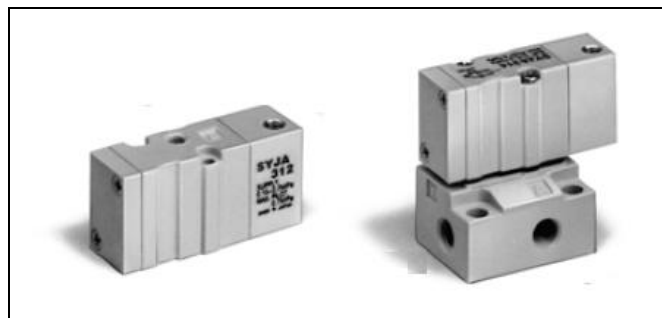


Fig. 5.34 - Diferentes montajes para válvula 3/2 pilotada neumáticamente

Verificamos igualmente el rango de presiones necesario y tampoco hay problema.

3) Otros componentes

- **Elementos de regulación de caudal**

Estos elementos nos servirán para controlar la velocidad de los cilindros, tanto en la carrera de avance como en la de retroceso (para el cilindro 1.0 no requerimos control independiente, pero lo pondremos por evitar un componente diferente mas y dejar la posibilidad de regulación independiente).

Tenemos 7 elementos de este tipo (contando los dos del cilindro 1.0), situados donde vemos a continuación.

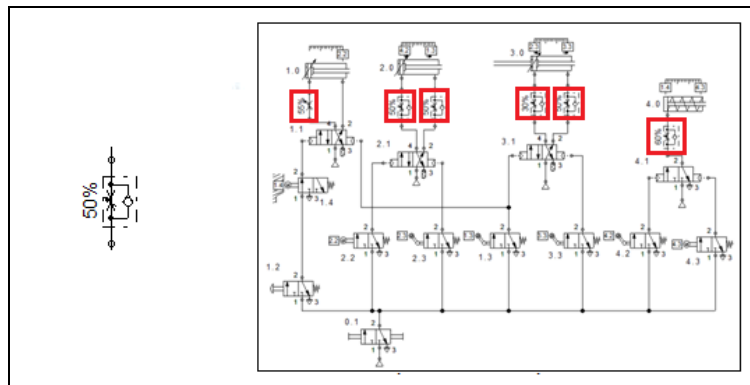


Fig. 5. 35 - Esquema neumático – Reguladora de caudal unidireccional

Usaremos los reguladores de caudal estándar de SMC de la serie AS. En los puntos anteriores, las válvulas de control de los cilindros las sobredimensionábamos para que no hubiese problemas con los caudales, pero en este caso, para calcular los reguladores adecuados, necesitamos conocer los caudales que pasarán por cada uno de los cilindros para conseguir las velocidades adecuadas. Podemos utilizar la tabla 2.7 del apartado 2.2.2 (recordemos que 1kiloPondio equivale a 9,8N) para realizar los cálculos. En la siguiente tabla vemos un breve resumen de los cilindros y sus parámetros principales, así como el tamaño de válvula requerida.

CILINDRO	DIÁMETRO ÉMBOLO [mm]	FUERZA [N]	VELOCIDAD ESPECIFICADA [mm/s]	VELOCIDAD MÁX. ADMITIDA [mm/s]	VÁLVULA REQUERIDA
1.0	12	23,5	200	~400	1/8"
2.0	25	150	100	~300	1/8"
3.0	12	30	40	~350	1/8"
4.0	8	5	100	-	<1/8"

Tabla 5. 3 - Resumen de características para los cilindros elegidos

De la tabla siguiente, extraída del catálogo de la serie AS, podemos, con los datos anteriores, realizar la selección:

Modelo	Tamaño de la conexión	Caudal libre		Caudal controlado		Diámetro del cilindro (mm)	Peso (g)
		Caudal (l/min (ANR))	Área efectiva (mm ²)	Caudal (l/min (ANR))	Área efectiva (mm ²)		
AS1000-M3	M3	20	0.3	20	0.3	2.5, 4, 6	4.7
AS1000-M5	M5	90	1.4	80	1.2	6, 10, 16, 20, 25	33
AS2000-01	1/8	340	5.2	250	3.8	20, 25, 32, 40	90
AS2000-02	1/4	340	5.2	250	3.8		115
AS3000-02	1/4	810	12.3	810	12.3		130
AS3000-03	3/8	810	12.3	810	12.3	32, 40, 50, 63	124
AS4000-02	1/4	1,670	25.5	1,670	25.5		221
AS4000-03	3/8	1,670	25.5	1,670	25.5	40, 50, 63, 80, 100	214
AS4000-04	1/2	1,670	25.5	1,670	25.5		205
AS5000-02	1/4	2,840	44	2,840	44		242
AS5000-03	3/8	4,270	66	4,270	66	40, 50, 63, 80, 100	233
AS5000-04	1/2	4,270	66	4,270	66		224

(Nota) Presión de alimentación: 0.5MPa, Temperatura: 20°C.

Fig. 5. 36 - Extracto del catálogo con características de las válvulas reguladoras de caudal
Con lo que, para los cilindros 1.0, 3.0 y 4.0 elegimos la válvula **AS1000-M5**, mientras que para el 2.0 elegimos la **AS2000-01**



Fig. 5. 37 - Válvula reguladora de caudal seleccionada

Para llevar a cabo la regulación, debemos tener también en cuenta el comportamiento de la válvula, ya que, como sabemos, no es lineal (ver apartado 4.1.2)

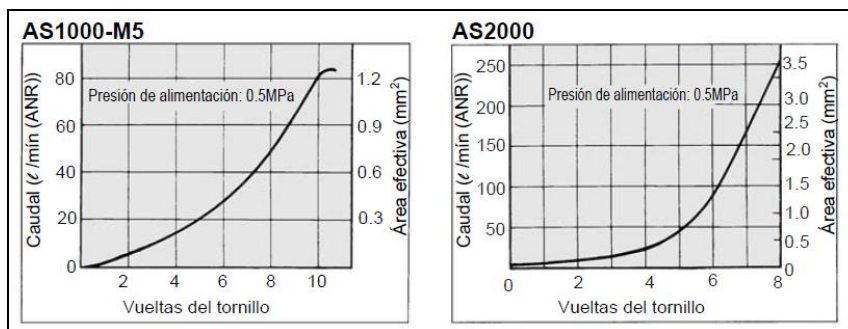


Fig. 5. 38 - Válvula reguladora - Características de caudal

• FRL

En la elección de la unidad de mantenimiento para el aire comprimido, debemos distinguir entre la red de potencia y la de control, ya que en una tenemos unas necesidades de caudal importantes y en la otra no.

FRL para Actuadores

En principio, ya que hemos dimensionado los actuadores en base a una presión de 6 bares, las fuerzas que efectúan estos son el producto de esta presión por la superficie de cada émbolo,

pero nosotros no deseamos realizar dicha fuerza, sino una menor, con lo que necesitamos regular cada cilindro por separado (a continuación veremos que esto no es necesario). En la siguiente tabla vemos las diferencias.

CILINDRO	FUERZA REQUERIDA	FUERZA REALIZADA A P=6bar	RATIO
1.0	23,5	60	0,39
2.0	150	260	0,57
3.0	29,4	60	0,49
4.0	4,7	15	0,31

Tabla 5. 4 - Relación entre fuerzas requerida real y fuerza de cálculo a 6 bar

La media de los ratios es de 0,44, con lo que podríamos utilizar un solo FRL para todo el sistema con pequeñas variaciones en las fuerzas realizadas que no modifican de manera importante las actuaciones del sistema. La presión de regulación a la que tararemos la válvula de regulación será de $6 \cdot 0,44 = 2,44$ bares.

Es necesario comentar (o recordar) que, aunque en el esquema neumático vemos 4 puntos separados, estos vendrían de la red secundaria del mismo punto de consumo, y es aquí donde colocaremos una única unidad de mantenimiento.

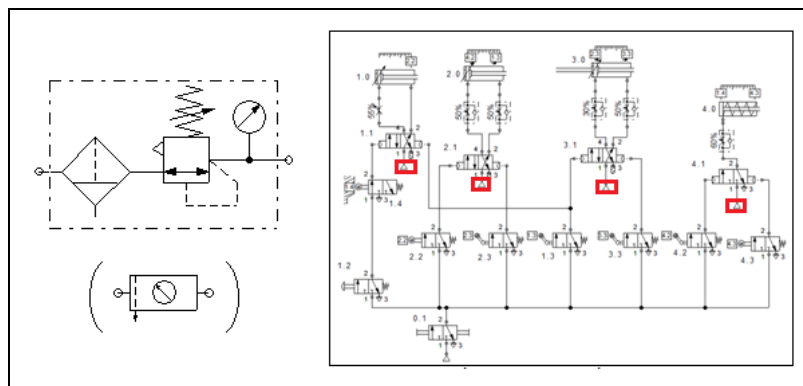


Fig. 5. 39 - Esquema neumático – FRL para los actuadores

El modelo de SMC seleccionado es **AC20**, que tiene una conexión y diámetros de 1/8", como vimos en el punto anterior que necesitábamos.



Fig. 5. 40 - Filtro-Regulador-Lubricador seleccionado

Recordemos que debemos mirar del catálogo las características de caudal del FRL para adecuar la regulación.

FRL para el Sistema de Control

Para este sistema no requeriríamos de regulador en la entrada, con el filtro y el lubricador nos bastaría, pero de cara a facilitar los repuestos elegiremos el mismo modelo, ya que nos serviría igualmente.

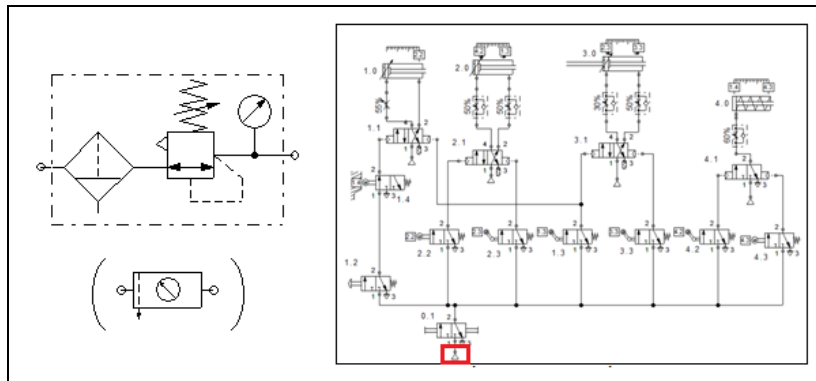


Fig. 5. 41 - Esquema neumático – FRL para el sistema de control

- **Conducciones**

En la figura siguiente vemos todas las conducciones del sistema de control

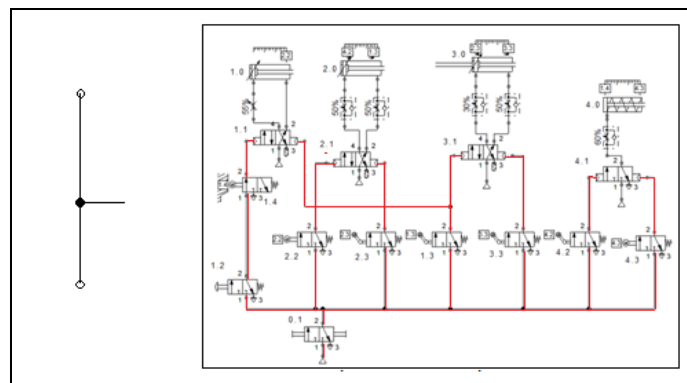


Fig. 5. 42 - Esquema neumático – Conducciones del sistema de control

Como ya se ha comentado, los conductos para el sistema de control tendrán en general un diámetro de 4 mm, adecuado para las necesidades de presión y caudal que este tiene. En cuanto al sistema de potencia, ya hemos visto que dadas las condiciones con diámetros de 1/8" sería suficiente.

Por otra parte, deberemos proveernos de los racores necesarios para conectar los distintos tubos a las válvulas (se ha tratado de armonizar estas para tener en la mayoría entradas roscada de métrica 4mm o 1/8 de pulgada)

Elegimos la serie **TUS** (tubos de poliuretano flexible) de diámetro 4mm. Para saber la longitud a comprar necesitaríamos conocer la disposición de elementos, que pertenece, como se ha dicho, a la parte mecánica del diseño.



Fig. 5. 43 - Conducciones seleccionadas

4) Resumen elementos y actuaciones


En la tabla siguiente se muestra un resumen de todos los elementos necesarios para la sierra automática.

ELEMENTO	CANT.	REFERENCIA SMC	CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES
Cilindro 1.0	1	C-85-N12-200-C	Cilindro doble efecto Ø12
Cilindro	1	C-85RAF25-100	Cilindro doble efecto Ø25
Cilindro	1	C85-W-E-12-200-C	Cilindro doble efecto Ø12
Cilindro	1	C85KF8-50	Cilindro doble efecto Ø8
Válvula de alimentación	1	VHS400-02-X1	3/2 NC accionada manualmente
Válvula de puesta en marcha	1	VM430-01-30G	3/2 NC accionada manualmente
Válvula de fin de carrera de rodillo	3	VM430-01-01S	3/2 NC accionamiento mecánico
Válvula de fin de carrera de rodillo escamoteable	4	VM430-01-02S	3/2 NC accionamiento mecánico
Válvula de control de cilindros de doble efecto	3	SYJA3220-M3	5/2 pilotada neumáticamente
Válvula de control de cilindro de simple efecto	1	SYJA312-M3-F	5/2 pilotada neumáticamente
Regulador de caudal	7	AS2000-01	Control del caudal en cilindros
FRL Cilindros	1	AC20	Preparación del aire comprimido
FRL Sistema de control	1	AC20	Preparación del aire comprimido
Conducciones	20 [m]	TUS	Para el sistema de control

Tabla 5. 5 - Resumen de componentes SMC para sierra automática

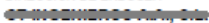

5) Estimación del coste del automatismo

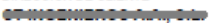

Con todos los componentes y todas las características seleccionadas, se procede a realizar un pedido al proveedor seleccionado. Vemos un resumen de la oferta en la imagen siguiente. Habría que tener en cuenta que no están incluidos costes de montaje, transporte ni ningún otro coste. Únicamente es el coste de los componentes, pero para tener una estimación del coste que podría suponer, es más que suficiente. El coste total de diseño es imposible de definir con los conocimientos de que disponemos, ya que falta toda la parte mecánica de la máquina.

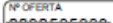



SMC España, S.A.
C/ Zuazoidoa, 14 - Polígono Industrial de Jundiz
01015 - Vitoria (Alava)
Tfno: (34) 945 184 100 Fax: (34) 945 184 124

OFERTA	FECHA: 02/06/10	PAGINA: 1(2)
---------------	---------------------------	------------------------

DIRECCIÓN DE ENVÍO


28050 MADRID
ESPAÑA

DIRECCIÓN DE CLIENTE


28050 MADRID
ESPAÑA

Nº OFERTA 	OFERTA CREADO POR Francisco Rivas	ÁREA MADRID	Nº PEDIDO PRECIO / PLAZO
CÓDIGO DE CLIENTE 	SU REFERENCIA ALEJANDRO BUENACHE	NUESTRA REFERENCIA Nº PEDIDO OBLIGATORIO	
		Nº PROVEEDOR	

LÍNEA	DENOMINACIÓN	PLAZO	UD. DE MEDIDA	CANTIDAD	PRECIO NETO UNIT.	IMPORTE NETO
1	AC20-F02E AF+ AR + AL 1/4" C/MANOMETRO	Stock	PCE	2	53.96	107.92
2	EAS2000-F01 REGULADOR DE CAUDAL	Stock	PCE	7	14.76	103.32
3	C85KF8-50 CILINDRO ISO	9 Days	PCE	1	43.14	43.14
4	CD85N12-200C-B CILINDRO CON AMORTIGUACION	3 Days	PCE	1	28.68	28.68
5	C85RAF25-100 CILINDRO NEUMÁTICO	9 Days	PCE	1	41.44	41.44
6	C85WE12-200C CILINDRO ISO	3 Days	PCE	1	72.14	72.14
7	SYJA312-M3 3 PORT AIR OPERATED VALVE	3 Days	PCE	1	24.64	24.64
8	SYJA3220-M3 5 PORT AIR OPERATED VALVE	3 Days	PCE	3	35.76	107.28
9	TUS0604BU-20 TUBO	Stock	PCE	1	27.60	27.60
10	VHS400-02 HAND VALVE LEFT TO RIGHT	3 Days	PCE	1	16.36	16.36
11	VM430-01-01S MECHANICAL VALVE	3 Days	PCE	3	39.84	119.52
12	VM430-01-02S HARD STEEL ONE WAY ROLLER LEVE	3 Days	PCE	4	43.00	172.00
13	VM430-01-30G PUSH BUTTON MUSHROOM MEC VALVE	3 Days	PCE	1	45.60	45.60

TEXTO / INSTRUCCIONES ESPECIALES:

Por favor indique número de oferta en pedido
 Los precios indicados no incluyen IVA
 El plazo de validez de la oferta es de 80 días
 De acuerdo a las condiciones de pago establecidas con Ustedes
 Los plazos indicados comenzarán a contar a partir de la recepción y confirmación del pedido.
 Los plazos indicados son de salida del material de nuestro almacén, en días LABORABLES

Total Neto:
EUR 909.64

TERMINOS Y CONDICIONES:

Si por algun motivo no estuviera plenamente satisfecho con nuestro producto o servicio, por favor contacte con su persona habitual de Servicio al Cliente de SMC o delegación más cercana.

Inscrita en el Registro Mercantil de Alava, Tomo 239, Libro 168, Folio 1º, Hoja nº 1.490 - C.I.F.: A-01019751

2010-06-02 11:38:23 QP58010H1F-100-ES0

Fig. 5. 44 - Oferta de SMC para los componentes neumáticos necesarios para la sierra automática [80]

5.3.- CÁLCULO DE UNA INSTALACIÓN

En este apartado calcularemos las dimensiones de conductos y la potencia necesaria del equipo compresor de una instalación. Partiremos de las necesidades que tiene una instalación industrial en su momento actual y requerirá en el futuro, las condiciones de trabajo y las características geométricas de esta. A continuación se exponen los datos necesarios.

El consumo de aire en una industria es de $4 \text{ m}^3/\text{min}$ ($240 \text{ m}^3/\text{h}$). En 3 años aumentará un 300%, lo que representa $12 \text{ m}^3/\text{min}$ ($720 \text{ m}^3/\text{h}$). El consumo global asciende a $16 \text{ m}^3/\text{min}$ ($960 \text{ m}^3/\text{h}$). La red tiene una longitud de 280 m; comprende 6 piezas en T, 5 codos normales, 1 válvula de cierre. La pérdida admisible de presión es de $\Delta p = 10 \text{ kPa}$ (0,1 bar). La presión de servicio es de 800 kPa. Se busca el diámetro de la tubería.

El nomograma de la figura 5.45, con los datos dados, permite determinar el diámetro provisional de las tuberías.

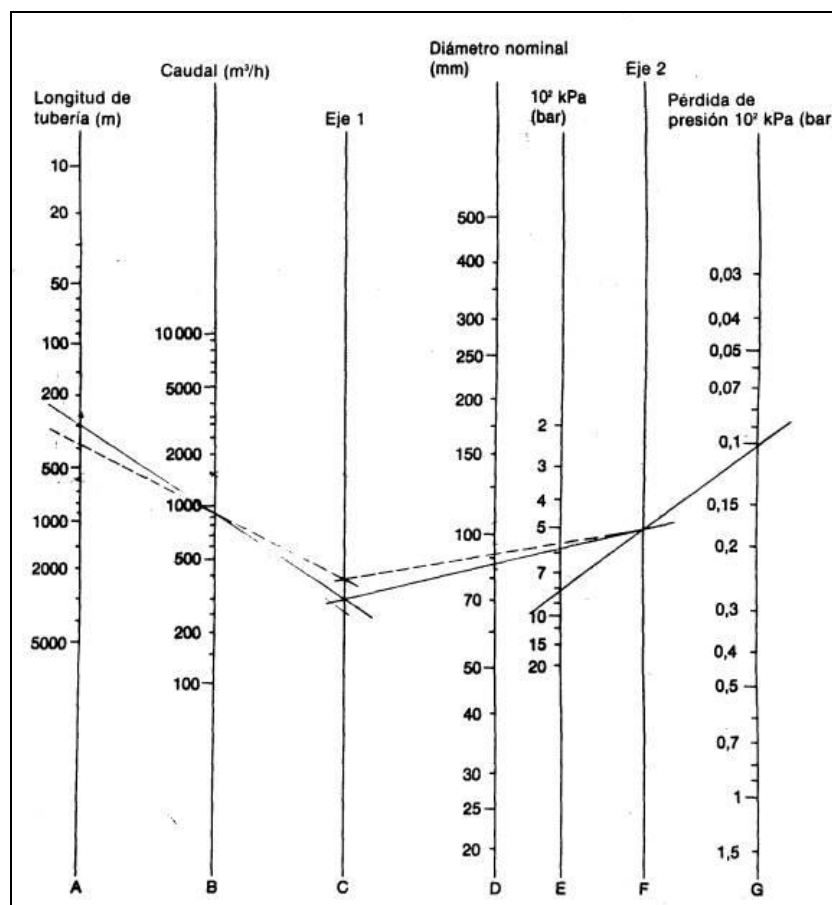


Fig. 5. 45 - Nomograma para determinar el diámetro provisional de las tuberías.
Tomado del manual de neumática de FMA Pokorny, Francfort

En dicho nomograma, unir la línea A (longitud del tubo) con la B (caudal de aire aspirado) y prolongar el trazo hasta C (eje 1). Unir la línea D (presión), con la E (pérdidas admisibles). En la línea F (eje 2) se obtiene una intersección. Unir los puntos de intersección de los ejes 1 y 2.

Esta línea corta la G (diámetro nominal de la tubería) en un punto que proporciona el diámetro deseado. En este caso, se obtiene para el diámetro un valor de 90 mm.

Las resistencias de los elementos estranguladores se indican en longitudes supletorias. Estas son la longitud de una tubería recta que ofrece la misma resistencia al flujo que el elemento estrangulador. La sección de paso de la "tubería de longitud supletoria" es la misma que la tubería. Un segundo nomograma (figura 2.12) permite averiguar rápidamente las longitudes supletorias.

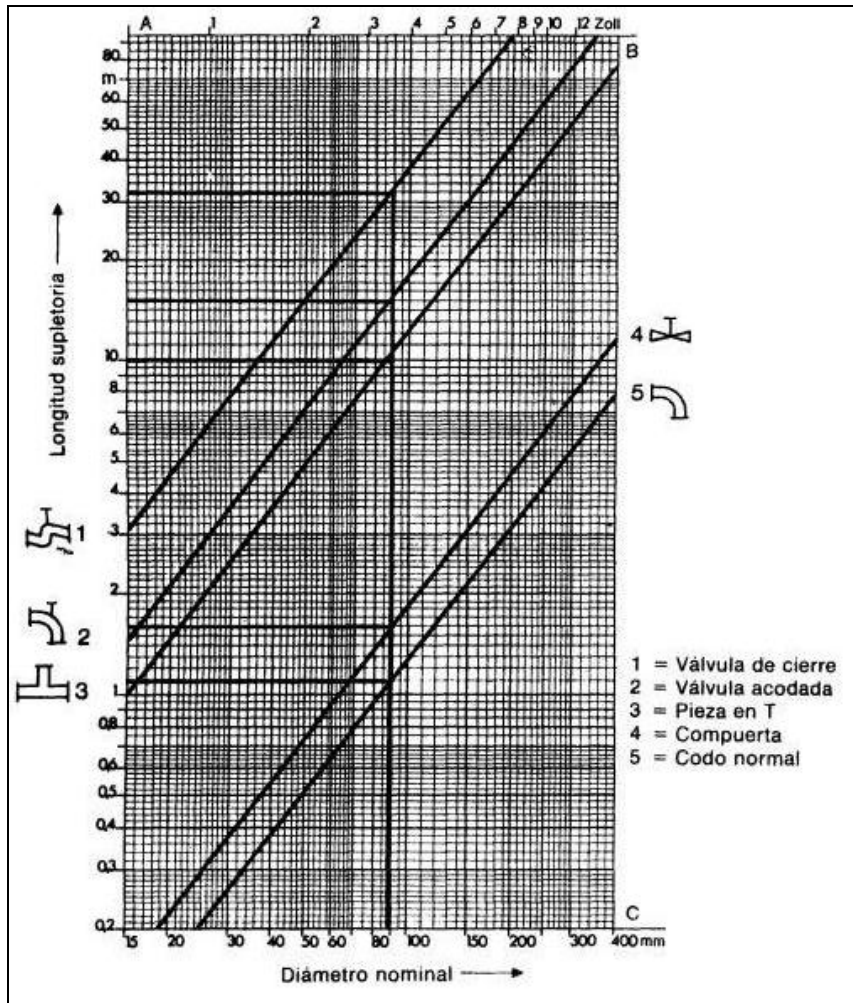


Fig. 5. 46 - Nomograma para longitudes supletorias [81].

Longitudes supletorias:

6 piezas en T (90 mm) = $6 \cdot 10,5 \text{ m} = 63 \text{ m}$

1 válvula de cierre (90 mm) = 32 m

5 codos normales (90 mm) = $5 \cdot 1 \text{ m} = 5 \text{ m}$

Total supletorio= 100 m; Longitud total de tubería = 380 m

Con esta longitud total de tubería, el consumo de aire, la pérdida de presión y la presión de servicio se puede determinar, como en el problema anterior, con ayuda del nomograma

pertinente (figura 2.11) el diámetro definitivo de las tuberías. En este caso, el diámetro es de 95 mm.

Otro método para el cálculo de la potencia es mediante las tablas de fabricantes. A modo de ejemplo, podemos determinar la potencia del compresor cuando usamos tuberías del fabricante TRANSAIR® (PARKER) para una red principal, en función de la longitud, del diámetro y del caudal necesario, con la ayuda de la tabla siguiente. Estas recomendaciones se facilitan a título indicativo para una red cerrada y una presión de servicio de 8 bar y pérdidas de carga del 5 %. No se ha tenido en cuenta la velocidad del aire. Se puede usar de manera inversa: conocida la potencia del compresor, hallar el diámetro para las tuberías principales.

Caudal			Longitud										Compresor (Kw)
			164 ft	328 ft	492 ft	984 ft	1640 ft	2460 ft	3280 ft	4265 ft	5249 ft	6561 ft	
Nm³/h	NI/min	cfm	50 m	100 m	150 m	300 m	500 m	750 m	1000 m	1300	1600	2000	
10	167	6	16.5	16.5	16.5	16.5	16.5	16.5	16.5	25	25	25	1.5-7.5
30	500	18	16.5	16.5	16.5	25	25	25	25	25	25	40	
50	833	29	16.5	25	25	25	25	25	40	40	40	40	
70	1167	41	25	25	25	25	40	40	40	40	40	40	7.5-30
100	1667	59	25	25	25	40	40	40	40	40	40	63	
150	2500	88	25	40	40	40	40	40	40	63	63	63	
250	4167	147	40	40	40	40	63	63	63	63	63	63	
350	5833	206	40	40	40	63	63	63	63	63	63	76	
500	8333	294	40	40	63	63	63	63	63	76	76	76	30-75
750	12500	441	40	63	63	63	63	76	76	76	76	100	
1000	16667	589	63	63	63	63	63	76	76	100	100	100	
1250	20333	736	63	63	63	63	63	100	100	100	100	100	75 – 315
1500	25000	883	63	63	63	76	76	100	100	100	100	100*	
1750	29167	1030	63	63	76	76	76	100	100	100	100*	100*	
2000	33333	1177	63	76	76	76	100	100	100	100*	100*	100*	
2500	41667	1471	63	76	76	76	100	100*	100*	100*	100*	100*	
3000	50000	1766	76	76	76	100	100	100*	100*	100*	100*	100*	
3500	58333	2060	76	76	100	100	100*	100*	100*	100*	100*	100*	> 315
4000	66667	2354	76	100	100	100	100*	100*	100*	100*	100*	100*	
4500	75000	2649	76	100	100	100*	100*	100*	100*	100*	100*	100*	
5000	83333	2943	76	100	100	100*	100*	100*	100*	100*	100*	100*	

* Pérdidas de carga >5 %

Tabla 5. 6 - Diámetros para tuberías Transair® [82].

Ejemplo: Presión de servicio: 8 bar. Longitud de la red principal (cerrada): 300 metros. Caudal necesario: 250 Nm³/h (147 cfm). El diámetro Transair® es Ø 40 mm. La Potencia del compresor debe estar entorno a 30 kW. Si aparecen grandes diferencias podemos interpolar para aumentar la precisión de los cálculos.

5.4.- NORMATIVA Y NORMALIZACIÓN

Para comenzar este apartado, pondré un ejemplo explicativo clarificador acerca de la necesidad e importancia de la normalización. Cuando se trata de producción y consumo de aire comprimido, estos se especifican en N l/min o N mm³/min., es decir, en aire libre (atmosférico), cuando no es así, como ya vimos, se debe emplear la siguiente fórmula para la conversión:

$$Q = Q_1 \frac{P + 1,033}{1,033}$$

Donde:

Q = litros de aire libre por minuto

Q₁ = litros de aire comprimido por minuto

P = presión del aire comprimido en kg/cm²

Existen diversas denominaciones utilizadas por los fabricantes para indicar la cantidad de aire que proporciona el compresor, tales como desplazamiento volumétrico, volumen engendrado, etc. Bajo estos nombres genéricos se considera un caudal de aire expresado en cifras teóricas que no responde al verdadero caudal de aire suministrado por el compresor, mientras que el consumo de los equipos neumáticos se da en cifras efectivas.

Es evidente que si adquirimos un compresor basándonos en alguna de las citadas especificaciones, nos encontraremos con que la cantidad de aire realmente suministrada es de un 20 a un 25% inferior a la indicada, pues ningún compresor rinde una prestación del 100%.

Para evitar estas ambigüedades solamente se deben adquirir compresores que garanticen el caudal de aire en consonancia con las condiciones de temperatura y presión de la aspiración, es decir, en litros o m³ de aire libre.

Como seas que el clima es variable y responde a las características propias de cada lugar, sería difícil establecer unas tablas de consumos que correspondieran a los diferentes estados cismáticos; por ello, se va imponiendo el establecimiento de una normativa sobre la base de considerar unas condiciones normales de temperatura y presión del aire aspirado, independientemente de las condiciones atmosféricas en las cuales trabaje el compresor y que sirven de referencia comparativa, aire que llamaremos “aire normal” o “aire normalizado” distinguiéndolo con una N (Mayúscula) que situaremos después de las cifras y antes del volumen expresado. Por ejemplo: 600 N m³/h, equivale a un sistema que proporciona 600 m³/h, expresados en condiciones normales.

Las condiciones normales varían según el área de influencia tecnológica. Los que siguen las indicaciones del “Compressed Aire & Gas Institute” de U.S.A 1 N m^3 de aire por hora a la temperatura de 20°C a la presión de 1.033 kg/cm^2 y con una humedad relativa del 36%.

En la zona europea, la norma C.E.T.O.P. RP-44P, propone como condiciones atmosféricas normales las que están especificadas en la ISO R554, y que corresponden a la temperatura de 20°C a la presión de 101.3 mbar y con una humedad relativa del 65%.

Los procedimientos de prueba o los métodos de medida del caudal efectivo de aire libre suministrado por los compresores, vienen dados en las normas alemanas DIN 1945 y DIN 1952, inglesa BSS 726-1952, americana ASME PTC 9 y francesa NFX10.

En cuanto al uso del Sistema Internacional de Unidades, en la reunión del C.E.T.O.P. (Comité Europeo de las Trasmisiones Óleo-hidráulicas y Neumáticas) celebrada en Berlín el 11 de junio de 1966, para aquellos países europeo que tienen adoptada la terminología aprobada por dicho Comité se pensó usar en la definición de la presión como unidad de superficie el cm^2 , y medir así la fuerza f que actúa sobre este elemento de superficie plana, dando como unidad de medida al kilogramo de presión por centímetro cuadrado, representado por kp/cm^2 ($1 \text{ kp} = 9.81 \text{ newton}$). De este modo, la presión del aire atmosférico es $1.033 \text{ kp/cm}^2 = 1 \text{ atmósfera}$ (Kilogramo fuerza por centímetro cuadrado).

Por otro lado, en Washington, durante la reunión del Comité Técnico del ISO ITC, se consideró la implantación del Pascal como unidad de presión, con sus conversiones comunes: el $\text{kPa} = 0.1 \text{ N/cm}^2$, el $\text{MPa} = 1 \text{ N/mm}^2$, el $\text{bar} = 10^5 \text{ Pa}$ y el $\text{mbar} = 100 \text{ Pa}$ (en el bloque 1 se vio una tabla con más conversiones comunes entre unidades de presión).

5.4.1.- Normalización Internacional

En esta sección se mencionan varias entidades internacionales de normalización describiendo algunas de sus publicaciones. Es obvio que la normalización internacional reporta beneficios, no solo para el fabricante sino también para el consumidor, ya que aumenta la intercambiabilidad de componentes y sienta las bases para establecer comparaciones. La *International Organization for Standardization* (ISO) fue fundada en 1947. Su origen se remonta a 1926, cuando la *International Federation of the National Standardizing Association* (ISA) fue establecida en unos 20 países miembros. ISA terminó sus funciones en 1942.

En 1944, *The United Nations Standards Coordinating Committee* (UNSCC) sucedió a la antigua (ISA) hasta ser a su vez reemplazada por ISO.

En un principio ISO publicó recomendaciones pero desde 1.972 son normas internacionales. ISO trabaja con diversos Comités Técnicos (TC). Los Comités que tienen directa relación con nuestro tema son:

- TC 11 - Calderas y tanques de presión
- TC 29 - Pequeñas herramientas
- TC 30 - Medición de flujo de fluidos en conductos cerrados
- TC 43 – Acústica
- TC 70 - Motores de combustión interna
- TC 82 - Minería
- TC 112 - Tecnología del vacío
- TC 118 - Compresores, herramientas y máquinas neumáticas
- TC 131 - Sistemas y componentes de energía fluida

La *International Electrotechnical Commission* (IEC) se fundó en 1.906. Se ocupa de todas las cuestiones de carácter electrónico. Pasó a depender de ISO en 1.947. Esta comisión, aun conservando su autonomía, funciona como la División Eléctrica de ISO.

Otros dos organismos internacionales importantes son: El *European Committee of Manufactures of Compressors, Vacuum Pumps and Pneumatic Tools* (PNEUROP), fundada en 1.959 en la que están representados 11 países europeos, y la *International Oil-Hidraulic and Pneumatic commission* (CE-TOP), fundada en 1.962, en la que están representados 13 países. Una tarea importante de PNEUROP y CETOP ha sido la elaboración de Códigos y Recomendaciones que posteriormente se dirigen a ISO para su posible conversión en normas internacionales.

Recomendaciones y normas

Seguidamente relacionamos algunas de las más importantes publicaciones, editadas por los cuatro organismos mencionados al principio del capítulo [83]:

NORMATIVA ISO	
General	
ISO 1000	Unidades SI y recomendaciones para utilización de sus múltiplos y de otras unidades.
ISO R1219	Símbolos gráficos para equipos y accesorios hidráulicos y neumáticos para transmisión de energía fluida.
ISO/DIS 3857/1	Compresores, herramientas y máquinas neumáticas. Parte I. generalidades y símbolos.
ISO/DIS 3857/n	Ídem-Parte H. Características de los compresores.
ISO/DIS 5390	Compresores. Clasificación general y definición de los tipos principales.

Pruebas	
ISO/R 541	Medición de flujo de fluidos, por medio de placas con orificio y boquillas.
ISO 1217	Compresores de desplazamiento. Pruebas de aceptación.
ISO/R 1402	Pruebas hidrostáticas de mangueras de goma.
ISO/R 1607/1	Métodos de medición de características de bombas de vacío de desplazamiento positivo.
ISO 1746	Mangueras de goma. Prueba de doblado.
ISO 2151	Medición de ruidos aéreos emitidos por compresores/motores para utilización exterior
ISO 2787	Herramientas rotativas y de percusión. Pruebas de aceptación.
ISO 3723	Potencia hidráulica. Elementos filtrantes. Métodos para prueba de carga final.
Diseño	
ISO/R 721	Perforación de roca. Barrenas integrales.
ISO/R722	Perforación de roca. Barrenas hexagonales huecas en barra.
ISO/R 723	Perforación de roca. Culatas con collarín forjado y bujes para barrenas hexagonales huecas.
ISO/R 1173	Herramientas de montaje para pernos y tornillos. Ejes hexagonales para herramientas.
ISO/R 1174	Herramientas de montaje para pernos y tornillos. Ejes cuadrados para llaves de vaso y llaves de vaso manuales.
ISO/R 1180	Culatas para herramientas neumáticas y dimensiones de acoplamiento para bujes. Parte 1.
ISO/R 1436	Manguera hidráulica cubierta de goma y reforzada por alambre.
ISO/R 1571	Culatas para herramientas neumáticas y dimensiones de acoplamiento para bujes. Parte II.
ISO/R 1717	Perforación de roca. Barras y bocas para perforación rotativa sin agua. Dimensiones de conexión.
ISO/R 1718	Perforación de roca. Barras de perforación y bocas recambiables para perforación por percusión.
ISO/R 1719	Perforación de roca. Equipo de extensión para perforación de barrenos largos por percusión. Equipos con rosca de soga 7/8 a 1 1/4 " (22 a 32 mm).
ISO/R 1720	Perforación de roca. Equipo de extensión para perforación de barrenos largos por percusión. Equipo son rosca de soga 1 1/2 a 2" (38-51 mm).
ISO/R 1721	Perforación de roca. Equipo de extensión para perforación de barrenos largos por percusión. Equipos roscados con resalte, reversibles de 1 1/6" a 1 1/4 " (22 a 32 mm).
ISO/R 1722	Perforación de roca. Equipo de extensión para perforación de barrenos largos por percusión. Equipos roscados con resalte, reversibles de 1 1/2" a 2 1/2 " (38 a 64 mm).
ISO 3320	Cilindros para energía fluida. Diámetro interior de los cilindros. Serie métrica.
ISO 2398	Manguera industrial de goma para aire comprimido.
ISO 3662	Potencia hidráulica-Bombas y motores. Desplazamientos geométricos.
ISO/DIS 4393	Potencia de fluidos. Cilindros. Series básicas de carreras de pistón.
NORMATIVA IEC	
IEC. - 34.1	Clasificación y prestaciones de máquinas eléctricas rotativas.
NORMATIVA PNEUROP	
Compresores: Clasificación y glosario de términos técnicos. Herramientas neumáticas: Clasificación y glosario de términos técnicos. Bombas de vacío: Clasificación y glosario de términos técnicos. Bombas de vacío: Especificaciones para aceptación (3 partes). Bridas y conexiones de vacío. Dimensiones. SI-Guía	
NORMATIVA CETOP	
R 2	Clasificación de sistemas y componentes para sistemas de fluidos.
RP 3	Símbolos para equipos neumáticos e hidráulicos y accesorios para transmisión de energía por fluidos.
RP 5P	Especificaciones para cilindros neumáticos.
RP 6H	Acoplamientos para tuberías hidráulicas. Roscas de conexión.
RP 6P	Acoplamiento de tubos para roscas de tuberías neumáticas.
RP 7P	Cilindro neumático. Tamaño mínimo de conexiones en relación con su diámetro interior desde Ø 25 hasta a Ø 400 mm.
RP 8H	Equipos hidrostáticos. Definiciones y símbolos de magnitudes características, bombas, motores, y transmisión integral.
RP 9H	Cilindros hidráulicos-Condiciones técnicas de suministro
RP 19P	Características. Válvulas neumáticas de control direccional.
RP 20P	Características. Válvulas neumáticas de control de flujo.
RP 21P	Características. Válvulas neumáticas de control de presión.
RP 22P	Características. Válvulas neumáticas de selección de circuito, anti retorno y escape rápido.
RP 23P	Características. Intensificadores de presión neumática.
RP 24P	Características. Cilindros de pistón rectilíneos.

RP 25P	Características. Filtros neumáticos y captadores de humedad.
RP 26P	Características. Lubrificadores.
RP 27P	Características. Secadores de aire
RP 28P	Características. Conexiones.
RP 29P	Características. Acoplamientos rápidos neumáticos.
RP 30P	Características. Juntas neumáticas giratorias y telescópicas.
RP 32P	Placas base para válvulas de control direccional.
RP 33	Símbolos gráficos y definiciones para funciones lógicas en circuitos de fluidos.
RP 34P	Acoplamientos para mangueras neumáticas industriales.
RP 36H	Recomendaciones técnicas para la construcción de equipos industriales óleo-hidráulicos.
RP 37P	Diámetros recomendados para tubos y mangueras.
RP 38P	Guía de relación entre, piezas roscadas y diámetros de tubería.
RP 39H	- Reglas sobre datos necesarios para fluidos hidráulicos.
RP 40P	Acoplamientos de manguera. Tipo de garra.
RP 43P	Cilindros neumáticos. Condiciones de funcionamiento y dimensiones. Series Ø 32—100 mm.
RP 48H	Método para evaluación de las cualidades anticorrosivas de los fluidos resistentes al fuego con base acuosa.
RP 49P	Símbolos tecnológicos para funciones lógicas y elementos relacionados, con y sin elementos móviles
RP 50P	Capacidad de flujo en componentes neumáticos.
RP 51P	Cilindro neumático-Datos básicos—Diámetros interiores, carreras del pistón, diámetros de vástagos, rosca de vástago.
RP 53P	Condiciones de funcionamiento y dimensiones de cilindros neumáticos, series Ø 125-320 mm.
RP 54P	Especificación de tubería de poliamida tipos 11 y 12 para transmisiones neumáticas.
RP 55H	Reglas para pruebas de resistencia al fuego para fluidos
RP 57P	Características. Válvulas de escape de presión.

Tabla 5. 7 - Resumen de normativa internacional estándar para Neumática [84].

6.- CONCLUSIONES

Con todo lo estudiado en el presente proyecto, ha quedado claro que la Neumática, tanto en la industria como en otros sectores, tiene una ingente cantidad de aplicaciones, y su uso está tan extendido gracias a las buenas características que esta posee.

La intención del proyecto era clara: dar a conocer en profundidad dicha tecnología por medio de un método de aprendizaje interactivo y visual que facilita en gran medida la comprensión de todos sus aspectos, desde del diseño y características de componentes, hasta el dimensionado de éstos y creación de mandos de control, sistemas automáticos y máquinas accionadas neumáticamente.

La mayoría de puntos tratados se han visto con la profundidad suficiente para convertir al lector en un gran conocedor de esta técnica.

Igualmente, con los conocimientos aportados en cuanto a programas de software: CAD (Solid Edge[®]), diseño neumático (Festo FluidSim[®]) y creación de páginas web (Dreamweaver[®] MX, Flash,...), se han dado a conocer diferentes herramientas que el ingeniero industrial, en los tiempos que corren, debe conocer y le resultarán muy útiles en su futura carrera profesional.

Se ha intentado que, tanto el formato utilizado como la disposición de los diferentes temas tratados, haya seguido un orden lógico que facilite el aumento de conocimientos de manera progresiva y secuencial, fijando los conceptos vistos previamente para no perder la visión global y el objetivo del proyecto. Quizás la parte más ardua, pero estrictamente necesaria, sea la referente a la teoría -Capítulos 1 y parte del 2-, Es la que mayor reducción tuvo del proyecto original, y que el lector que quiera profundizar más, si cabe, puede encontrar en el CD-ROM del proyecto.

6.1.- FUTURAS AMPLIACIONES DEL PROYECTO

Hay diferentes aspectos del trabajo que podrían ser tratados con mayor profundidad, y que podrían servir incluso para la realización de nuevos proyectos. Los que creo más interesantes son los que a continuación expongo:

- Ampliar el número de simulaciones, añadiendo otros componentes fundamentales como son los compresores y motor, la unidad de mantenimiento (Filtro, Regulador y Lubricador), válvulas distribuidoras de más de dos posiciones y actuadores rotativos.
- Añadir nuevas máquinas y circuitos que traten la parte de automatización de la producción más en profundidad, ya que este es uno de los aspectos fundamentales de la Ingeniería en la industria.
- Como se ha dicho, la tecnología neumática sola exclusivamente, apenas se utiliza, siendo la electro-neumática la que tiene mayor aplicación con una diferencia abrumadora. Solo se ha visto de soslayo en un par de circuitos, con lo que, desde mi punto de vista, la ampliación más importante que se podría hacer, que por supuesto podría ser parte de un nuevo proyecto, es el tratamiento de esta tecnología.
- Igualmente, aunque más alejado del objetivo del proyecto, se podría introducir la parte relacionada con la Hidráulica con mayor profundidad.
- Ampliar el apartado 5.3 con el diseño de una red neumática industrial real completa, para que sirviese de ejemplo si alguien, de manera profesional quisiese llevar a cabo un proyecto de esta índole.
- Por último, desde el punto de vista docente y relacionado con OpenCourseWare, llevar a cabo una ampliación de la página web, con la creación de animaciones Flash interactivas, más útiles para el alumno; inserción de la memoria completa y desarrollo de aplicaciones flash para la simulación de circuitos con software propio de la universidad (que podría igualmente suponer un proyecto completo).

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

Para el presente documento se ha utilizado gran cantidad de Bibliografía, nombrando aquí la mayor parte (el resto que no aparece carece de interés ya que, además de haber sido utilizada en algún párrafo, las fuentes no son consultables por estar descatalogadas).

La bibliografía se presenta por orden de importancia en el trabajo y está dividida en cuatro apartados: Monografías consultadas, textos electrónicos (estos dos apartados contienen la bibliografía básica imprescindible), referencias (dentro del documento) y bibliografía adicional (no fundamental pero consultada en algunos párrafos del trabajo).

I. MONOGRAFÍAS Y BIBLIOGRAFÍA PRINCIPAL.

- ATLAS COPCO S.A.E. ESPAÑA. *Atlas Copco Manual*. Traducción del Atlas Copco Manual, 3ª Ed. En Inglés. Ed. Atlas Copco S.A.E. Madrid, España. Redacción y tipografía: Technical Writing AB, Handen, Suecia. ©ATLAS COPCO, 1979. Depósito Legal: M-28090/79
- CRANE. *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Vafilsa S.A (trad.) Revisión: Clemente Reza. Ed. McGraw-Hill. 215p. ISBN 968-451-846-3
- DEL RAZO, Hernández Adolfo, *Sistemas Neumáticos e Hidráulicos: Apuntes de Teoría*. Ed. U.P.I.I.C.S.A, México D.F., 2001.
- DEPPERT, W. y STOLL, K. *Dispositivos neumáticos: Introducción y Fundamentos*. Cayetano Cabrera (trad.). Ed. Marcombo, Boixareu Editores, Barcelona-México. 188 páginas. ©1991 ISBN 84-267-0280
- DEPPERT W. / K. Stoll. *Aplicaciones de Neumática*. Ed. Marcombo, 1991. España, Barcelona. 162 p. ISBN 8426702066
- FESTO DIDACTIC, *Iniciación Al Personal De Montaje Y Mantenimiento. Manual De Estudio*. Manual de estudio. Edición de 1971. Festo Didactic. 244 p. Referencia biblioteca UCIIM: L/S 621.51/.54 MEI
- FESTO DIDACTIC. *Catálogos FESTO DIDACTIC 2010*. Obtenidos de la página web de FESTO e introducidos en el contenido del CD-ROM adjunto al trabajo.
- INSTITUTO DE FORMACIÓN PROFESIONAL “SATAFI” (GETAFE). *Curso de Electroneumática*. Getafe, 1996. (Descatalogado)
- MÜLLER, R. *Pneumatics. Theory and Applications*. Ed. Robert Bosch GMBH Automation Technology Division Training. Germany ©1998 OMEGA Fachliteratur. ISBN 3-9805925-2-9
- NORGREN. *Catálogos NORGREN 2010*. Obtenidos de la página web de NORGREN e introducidos en el contenido del CD-ROM adjunto al trabajo.
- PEROMARTA, L. y CASTEJÓN, C. *Apuntes asignatura “Elementos de Máquinas”*. Ingeniería Industrial, Especialidad Máquinas y Estructuras. Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de Ingeniería Mecánica. Curso 2006/2007.134p.
- SMC. *Catálogos SMC 2010*. Obtenidos de la página web de SMC e introducidos en el contenido del CD-ROM adjunto al trabajo.
- INACAP. *INACAP. Neumática Industrial*. 1ª Edición. Ed.: INACAP Capacitación. Revisión N°0, Mayo 2001. Número de Serie: MAT-0900-00-000
- E.P.S. Ingeniería Gijón. *Instalación de aire comprimido*. Área de Mecánica de Fluidos. Oviedo. 2008.
- ROLDÁN VILORIA, J. *Neumática, Hidráulica y Electricidad aplicada*. Ed. Thompson-Paraninfo

II. TEXTOS ELECTRÓNICOS Y PÁGINAS WEB.

- **Página web de FESTO.**
 - FESTO DIDACTIC. Página de dicha empresa dedicada a la docencia.
<http://www.festo-didactic.com/int-en/>
 - FESTO España
http://www.festo.com/cms/es_es/index.htm
 - Fundamentos de Neumática
http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/095003_leseprobe.pdf
- **Página web de Norgren.**
 - NORGREN España
<http://www.norgren.com/es/>
 - Representante español de NORGREN
<http://www.galigrap.com/norgren.htm>
- **Página web del fabricante SMC.**
<http://www.smces.es/>
- **Monografía sobre circuitos neumáticos. Autor: Iván Escalona Moreno**
<http://www.monografias.com/trabajos13/circuneu/circuneu.shtml>
- **Página sobre Neumática y Tecnología Industrial. Autor: Zen Cart © Ábaco Creación, 2005**
<http://www.tecnologiaindustrial.info/>
- **Página sobre Neumática. Contacto: webmaster@nichese.com**
<http://sitioniche.nichese.com/>
- **Página alemana sobre Neumática con gran cantidad de simulaciones**
<http://www.pneumatics.be/>
- **Automatismos. Autor: D. Felipe Mateos Martín.**
 - Ingeniería de Sistemas y Automática. Universidad de Oviedo. 2002
http://www.isa.uniovi.es/~felipe/files/automatismos/documentos/Automatismos_Logica_Cableada.pdf
- **Wikipedia. Enciclopedia libre en la web.**
 - Documento de Wikipedia Inglesa
<http://en.wikipedia.org/wiki/Pneumatic>
 - Documento de Wikipedia castellana
http://es.wikipedia.org/wiki/Aire_comprimido
- **Página web sobre Neumática: Conceptos básicos y aplicaciones**
<http://www.sapiensman.com/neumatica/>
- **Página web sobre Neumática de la Asociación de Profesorado de Tecnología de Galicia.**
 - Apartado 142 Santiago de Compostela. A Coruña. C.P. 15702
<http://www.apetega.org/ligazons/lig-fluidos.php>
- **Diccionario técnico inglés español.**
<http://www.sapiensman.com/ESDictionary/index.htm>

III. REFERENCIAS

CAPÍTULO 1:

- [1] – Atlas Copco Manual (ver Bibliografía). Página 7
- [2] – Web de premios Ktesibios. Ver <http://www.nd.edu/~pantsakl/MCA/ktesibios.htm>
- [3] – Atlas Copco Manual (ver I: Bibliografía). Página 9
- [4] – Atlas Copco Manual (ver I: Bibliografía). Página 10
- [5] – Atlas Copco Manual (ver I: Bibliografía). Página 11

- [6] – Imágenes obtenidas por búsqueda en la web (con posible copyright). Referencia por imágenes:
- 1) Maquimprensa. Equipos de trabajo para Imprenta. Ver <http://maquinprensa.blogspot.com/>
 - 2) Manipuladores industriales Dalmec. Ver <http://www.dalmec.com/es/>
 - 3) <http://www.segundamano.es/zaragoza/kit-de-herramienta-neumatica/a17892989/>
 - 4) <http://www.pkmn.es/teruel/?p=160>
- [7] – Web de fabricante de automatismos Lazipur. Ver <http://www.lazpiur.com/>
- [8] – Automatismos (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web)
- [9] – Página sobre Neumática y tecnología Industrial (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web)
- [10] – Página web sobre neumática: Sitioniche (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web)
- [11] – Atlas Copco Manual (ver ap. I: Bibliografía). Página
- [12] – INACAP. Neumática Industrial (ver ap. I: Bibliografía). Página 50
- [13] – Página web SMC. FRL tipo AC
- [14] – NORGREN. Clean Compressed Air. Documento electrónico contenido en el CD-ROM. Carpeta Bloque 1.
- [15] – Dispositivos neumáticos. (ver ap. I: Bibliografía). Página 29
- [16] – Atlas Copco Manual (ver ap. I: Bibliografía). Página
- [17] – Atlas Copco Manual (ver ap. I: Bibliografía). Página
- [18] – Búsquedas varias en Google. Sin referencia definida
- [19] – Imagen Izquierda: Wikipedia (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web). Imágenes Derecha: Atlas Copco Manual (ver ap. I: Bibliografía). Páginas
- [20] – Wikipedia (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web)
- [21] – Búsqueda en Web. Ver
- 1) Motor Development International. Ver <http://www.mdi.lu/>
 - 2) Wikipedia. Ver http://es.wikipedia.org/wiki/Veh%C3%ADculo_de_aire_comprimido
- [22] – Página Web ENERGINE. Ver http://www.energene.com/e_main.php
- [23] – Motorfull. Ver <http://motorfull.com/2008/12/el-salamandra-lexion-el-coche-a-base-de-aire-comprimido>
- [24] – Wikipedia Inglesa. Ver <http://en.wikipedia.org/wiki/Fluidics>

CAPÍTULO 2:

- [25] – Neumática, Hidráulica y Electricidad aplicada. (ver I: Bibliografía). Página 3/75
- [26] – Instalación de aire comprimido. (ver ap. I: Bibliografía). Página 10
- [27] – Instalación de aire comprimido. (ver ap. I: Bibliografía). Página 10
- [28] – Apuntes Elementos de máquinas. (ver ap. I: Bibliografía).
- [29] – Curso de Electroneumática (ver ap. I: Bibliografía). Extracto del documento contenido en el CD-ROM
- [30] – Curso de Electroneumática (ver ap. I: Bibliografía). Extracto del documento contenido en el CD-ROM
- [31] – Curso de Electroneumática (ver ap. I: Bibliografía). Extracto del documento contenido en el CD-ROM
- [32] – Neumática, Hidráulica y Electricidad aplicada. (ver ap. I: Bibliografía). Página 3/79
- [33] – Curso de Electroneumática (ver ap. I: Bibliografía). Extracto del documento contenido en el CD-ROM
- [34] – Dispositivos Neumáticos. (ver ap. I: Bibliografía). Página 129
- [35] – Instalación de aire comprimido. (ver ap. I: Bibliografía). Página 7
- [36] – Neumática, Hidráulica y Electricidad aplicada. (ver ap. I: Bibliografía). Página 3/76
- [37] – Apuntes Mecánica de Fluidos. Universidad Carlos III de Madrid. Dto. Ingeniería de Fluidos. 2007
- [38] – Apuntes de Oleohidráulica y Neumática. Sin referencia. Incluido en el CD-ROM del proyecto.
- [39] – Apuntes Elementos de máquinas. (ver ap. I: Bibliografía).
- [40] – Apuntes Mecánica de Fluidos. Universidad Carlos III de Madrid. Dto. Ingeniería de Fluidos. 2007
- [41] – Instalación de aire comprimido. (ver ap. I: Bibliografía). Página 13
- [42] – Instalación de aire comprimido. (ver ap. I: Bibliografía). Página 15
- [43] – CÁLCULO DEL DEPÓSITO.NOMOGRAMA
- [44] – Curso de Neumática Básica NORGREN. Sin referencia. Documento contenido en el CD-ROM
- [45] – Curso de Neumática Básica NORGREN. Sin referencia. Documento contenido en el CD-ROM
- [46] – Curso de Electroneumática (ver ap. I: Bibliografía). Extracto del documento contenido en el CD-ROM
- [47] – Curso de Electroneumática (ver ap. I: Bibliografía). Extracto del documento contenido en el CD-ROM
- [48] – Dispositivos Neumáticos. (ver ap. I: Bibliografía).
- [49] – Apuntes Elementos de máquinas. (ver ap. I: Bibliografía).
- [50] – Dispositivos Neumáticos. (ver ap. I: Bibliografía). Página 128
- [51] – Dispositivos Neumáticos. (ver ap. I: Bibliografía). Página 130
- [52] – Dispositivos Neumáticos. (ver ap. I: Bibliografía). Página 132

CAPÍTULO 3:

- [53] – Página web de FESTO (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [54] – Página web de FESTO (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [55] – Página web de BOSCH-REXROTH. Ver www.boschrexroth.com
- [56] – Página web de BOSCH-REXROTH. Ver www.boschrexroth.com

- [57] – Página web de FESTO (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [58] – Página web de SMC (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [59] – Página web de FESTO (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [60] – Página web de SMC (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [61] – Página web de BOSCH-REXROTH. Ver www.boschrexroth.com

CAPÍTULO 4:

- [62] – Iniciación al personal de montaje y mantenimiento (ver ap. I: Bibliografía). Capítulo 3
- [63] – Dispositivos Neumáticos (ver ap. I: Bibliografía). Capítulo 5
- [64] – Manual de Practicas Norgren. Sin referencia. Archivo electrónico disponible en el CD-ROM
- [65] – Manual de Practicas Norgren. Sin referencia. Archivo electrónico disponible en el CD-ROM
- [66] – Documento electrónico Neumatejercicios. Facultad de Ingeniería de la Universidad de Buenos Aires. Ver www.fi.uba.ar/laboratorios/lscm/neumatejercicios.pdf
- [67] – Página web FESTO (ver II: Textos electrónicos y páginas web).
- [68] – Monografía sobre Circuitos Neumáticos (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [69] – Monografía sobre Circuitos Neumáticos (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [70] – Monografía sobre Circuitos Neumáticos (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [71] – Monografía sobre Circuitos Neumáticos (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [72] – Monografía sobre Circuitos Neumáticos (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [73] – Monografía sobre Circuitos Neumáticos (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [74] – Monografía sobre Circuitos Neumáticos (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [75] – Iniciación al personal de montaje y mantenimiento (ver ap. I: Bibliografía). Capítulo 5
- [76] – Iniciación al personal de montaje y mantenimiento (ver ap. I: Bibliografía). Capítulo 5
- [77] – Iniciación al personal de montaje y mantenimiento (ver ap. I: Bibliografía). Capítulo 7
- [78] – Iniciación al personal de montaje y mantenimiento (ver ap. I: Bibliografía). Capítulo 6

CAPÍTULO 5:

- [79] – Todas las imágenes del apartado relativas a componentes y extractos de catálogos pertenecen a la página Web del fabricante SMC (ver ap. II: Textos electrónicos y páginas web).
- [80] – Oferta realizada por SMC a petición de Alejandro Buenache.
- [81] – Apuntes Elementos de máquinas. (ver ap. I: Bibliografía).
- [82] – Catálogos LEGRIS-TRANSAIR. Disponibles en la página web de TRANSAIR.
- [83] – Dispositivos Neumáticos (ver ap. I: Bibliografía).
- [84] – Dispositivos Neumáticos (ver ap. I: Bibliografía).







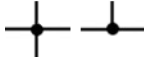

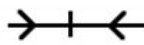


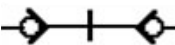

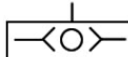



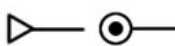






IV. BIBLIOGRAFÍA ADICIONAL

























A continuación se presentan varios documentos y páginas web relacionadas con la Neumática de las que se ha obtenido una mínima cantidad de información o sólo han sido utilizadas a modo de consulta. Su relevancia es ínfima pero podrían servir al lector para ampliar algunos conocimientos.

- **Buscador de documentos en formato pdf:**
 - Referencia general de Neumática:
<http://www.pdf-search-engine.com/neumatica-pdf.html>
 - Referencia específica de Neumática:
<http://www.ebook-search-engine.com/neumatica-ebook-pdf.html>
- **Apuntes de bachillerato tecnología industrial**
<http://portaleso.homelinux.com/portaleso/trabajos/tecnologia/neuma.ehidra/Neumatica.pdf>
- **Creación de un proyecto. Aplicación para la Neumática**
<http://www.proyectosfindecarrera.com/instalacion-neumatica.htm>
- **Manuales y apuntes de programas de simulación neumática**
<http://www.sociedadelainformacion.com/20011204/neumatica/neumatica.htm>
- **Introducción a la Neumática**
<http://www.librosvivos.net/smtc/homeTC.asp?TemaClave=1166>
- **Animaciones Flash de válvulas neumáticas**
<http://www.cuadernalia.net/spip.php?article4607>


ANEXO I: SIMBOLOGÍA Y DESIGNACIÓN DE ELEMENTOS NEUMÁTICOS










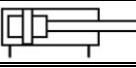



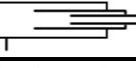


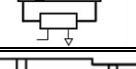

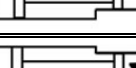

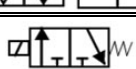




I. Simbología DIN – ISO – CETOP de componentes neumáticos



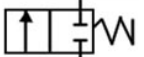
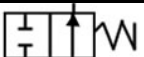

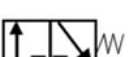
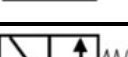
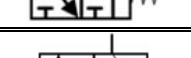
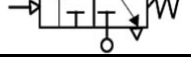
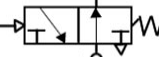


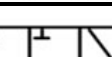
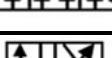










ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE ENERGÍA		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Línea de trabajo	Elemento que lleva aire comprimido de trabajo.
	Línea de mando	Elemento que lleva aire comprimido de mando.
	Línea de escape	Elemento que lleva aire comprimido de escape.
	Línea de conjunto	Delimita los elementos de un conjunto.
	Línea flexible	Línea flexible.
	Línea eléctrica	Línea eléctrica.
	Unión rígida	Unión rígida.
	Cruce de líneas	Cruce de líneas.
	Conexión	Unión de tubos. Acoplamiento rápido sin antirretorno
	Conexión	Unión de tubos con cierre. Línea de presión, cerrada.
	Conexión	Línea de presión y conducto de alimentación.
	Enchufe rápido	Unión de tubos con válvulas de retención. Acoplamiento rápido con antirretorno
	Orificio taponado	Orificio taponado.
	Selector de circuitos	Dependiendo de la entrada selecciona n circuito u otro.
	Escape no recuperable	Orificio de salida. No tiene dispositivo de conexión. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Escape recuperable	Orificio de salida. Incorpora una rosca de conexión. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Línea con escape	Purga de aire, zona de escape. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Presión	Fuente de presión. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Acumulador	Recipiente que almacena aire a presión. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Silenciador	Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Filtro	Elemento para limpiar el aire del circuito. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Filtro con secador	Elemento para limpiar el aire del circuito. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Filtro con purga	Elemento de filtro con purga. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Purga manual	Elemento que recoge las condensaciones de agua del circuito. Símbolo DIN/ISO/CETOP.

	Purga automática	Elemento que recoge automáticamente las condensaciones.
	Secador	Elemento que quita el agua del aire. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Lubricador	Elemento que vaporiza lubricante en el aire para lubricar otros elementos. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Refrigerador	Refrigerador de aire. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Escape	Escape simple sin tubo de conexión.
	Escape	Escape con tubo de conexión.
	Escape	Escape con elemento silenciador.
	Unión	Unión sin válvulas, abre mecánicamente. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Unión	Unión con válvula antirretorno, abre mecánicamente. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Acoplamiento	Acoplamiento rápido, línea abierta.
	Desacoplamiento	Desacoplamiento, final abierto. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Desacoplamiento	Desacoplamiento abierto. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Desacoplamiento	Desacoplamiento, final cerrado por válvula. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Derivación	Derivación rotativa de una vía
	Derivación	Derivación rotativa de dos vías.
	Amplificador	Amplificador. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Amplificador	Amplificador de caudal. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Emisor	Emisor del detector de paso. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Receptor	Receptor del detector de paso. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Detector	Detecta por obturación de fuga. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Detector	Detector de paso. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Detector	Detector de proximidad de imán. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Detector	Detector de proximidad eléctrico, con imán. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Mantenimiento	Completo kit de mantenimiento: filtro, regulador, lubricador. Símbolo DIN/ISO/CETOP.



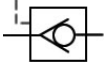
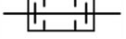

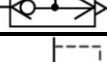

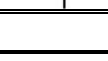
ELEMENTOS DE TRANSFORMACIÓN DE ENERGÍA







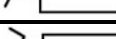









REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Compresor	Produce energía neumática. Símbolos: Izq: DIN/ISO. Dcha: CETOP

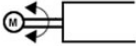
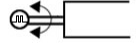



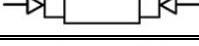
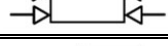



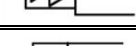
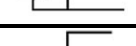


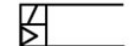

	Bomba de vacío	Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Motor	Motor de desplazamiento constante, un sentido de flujo. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Motor	Motor de desplazamiento constante, dos sentidos de flujo. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Motor	Motor de desplazamiento variable, un sentido de flujo. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Motor	Motor de desplazamiento variable, dos sentidos de flujo. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Motor	Motor con doble sentido de giro, limitados.
	Cilindro de simple efecto	Cilindro de simple efecto con retroceso de muelle. Símbolo DIN/ISO.
	Cilindro de simple efecto	Cilindro de simple efecto, sin fuerza determinada en el retroceso. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Cilindro de doble efecto	Cilindro de doble efecto. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Cilindro simple un solo sentido	Cilindro simple no regulable, actúa en un solo sentido. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Cilindro simple dos sentidos	Cilindro simple no regulable, con dos sentidos. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Cilindro simple regulable un solo sentido	Cilindro simple regulable, actúa en un solo sentido. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Cilindro simple regulable dos sentidos	Cilindro simple no regulable, con dos sentidos. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Cilindro de doble efecto y doble vástago	Cilindro de doble efecto y doble vástago. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Cilindro diferencial	Cilindro diferencial. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Cilindro de simple efecto telescópico	Cilindro telescópico de simple efecto. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Cilindro de doble efecto telescópico	Cilindro telescópico de doble efecto. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Cilindro magnético	Cilindro magnético, no tiene vástago. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Cilindro automático	Cilindro accionado automáticamente que cierra el aire. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Amplificador de presión	Amplificador, multiplicador de presión. Símbolo DIN/ISO.
	Amplificador de presión	Amplificador, multiplicador de presión. Símbolo CETOP.
	Amplificador de presión	Amplificador, multiplicador de presión para aire y líquido. Símbolo DIN/ISO.
	Convertidor	Convertidor de presión, p.ej. Aire-líquido. Símbolos: Izq: DIN/ISO. Dcha: CETOP
	Convertidor de señal	Convertidor de señal eléctrico-neumático. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Convertidor de señal	Convertidor de señal neumático-eléctrico. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Convertidor de señal	Convertidor de señal neumático-eléctrico. Símbolo DIN/ISO/CETOP.


VÁLVULAS		
VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Válvula distribuidora (símbolo general)	Flechas: sentido del aire. Líneas: conexiones. Trazo cruzado: conductos cerrados.
	Válvula 2/2	Válvula de dos posiciones, en una bloquea y en la otra deja pasar el aire.
	Válvula 2/2 NC	Válvula que estando en reposo obstruye el paso de aire. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula 2/2 NA	Válvula que estando en reposo deja pasar el aire. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula 2/2 biestable	Válvula con dos posiciones estables.
	Válvula 3/2 NC	Válvula 3/2 que estando en reposo obstruye el paso de aire. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula 3/2 NA	Válvula 3/2 que estando en reposo deja pasar el aire. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula 3/2 NC	Válvula que en estado de reposo está tarada.
	Válvula 3/2 NA	Válvula que en estado de reposo está comunicada.
	Válvula 3/2 biestable	Válvula estable en todas sus posiciones.
	Válvula 3/2	Válvula 3/2 con amplificador incorporado. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula 3/3 NC	Válvula 3/3 que estando en reposo obstruye el paso de aire. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula 4/2	Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula 4/2	Válvula 4/2 simplificada. Símbolo DIN/ISO.
	Válvula 4/2	Válvula 4/2 simplificada. Símbolo CETOP.
	Válvula 4/3	Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula 4/3	Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula 5/2	Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula 5/2 monoestable	Válvula en reposo tiene la posición derecha.
	Válvula 5/2 biestable	Válvula con dos posiciones estables.
	Válvula 5/3 NC	Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula 5/3	Válvula definida por posición central.
	Válvula 5/4 NC	Símbolo DIN/ISO/CETOP.
VÁLVULAS REGULADORAS		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Válvula reguladora	Válvula con escape, regulable y de 3/2 vías. Limitadora del umbral de la presión de pilotaje. Símbolo DIN/ISO/CETOP.















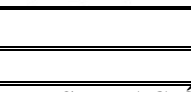
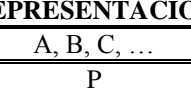
	Válvula reguladora	Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula reguladora	Válvula reguladora con escape. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula reguladora	Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula reguladora	Válvula reguladora con escape. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
VÁLVULAS DE ESTANQUEIDAD		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Aislamiento	Válvula de cierre. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Llave de paso	Símbolo general.
VÁLVULAS DE CAUDAL Y BLOQUEO		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Estrechamiento de diafragma	Diafragma de caudal constante.
	Regulador de caudal	Estrangulación de caudal constante. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Estrangulador regulable	Estrangulación de caudal regulable. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Estrangulador manual	Válvula de estrangulación manual. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Estrangulador mecánico	Válvula de estrangulación, mecánico, retorno con muelle. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Regulador unidireccional	Regula el caudal en un solo sentido, en el otro estrangula. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Regulador unidireccional	Diafragma de caudal variable en un solo sentido.
	Divisor de caudal	
VÁLVULAS DE PRESION		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Válvula limitadora	Válvula limitadora de presión. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Válvula limitadora	Limitador de presión regulable sin escape.
	Válvula reductora	Regulación de presión, sin escape. Reduce la presión de entrada teniendo en la salida una presión constante.
	Manorreductor de presión	
	Válvula de seguridad de presión	
	Regulador de presión	La presión de salida depende de la presión de entrada. Símbolo DIN/ISO/CETOP.

VÁLVULAS DE BLOQUEO		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Antirretorno (sin muelle)	El aire solo pasa en un sentido. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Antirretorno (con muelle)	El aire solo pasa en un sentido. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Antirretorno pilotado	Permite el paso del aire en un sentido. Pilotado externamente admite el otro sentido.
	Válvula de simultaneidad	Activando las dos entradas tenemos una salida. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Selector de circuito	Selecciona entre dos puntos. Símbolo CETOP.
	Escape rápido	Evacua el aire.
	Escape rápido	Evacua el aire. Símbolo DIN/ISO.
	Escape rápido	Evacua el aire. Símbolo CETOP.

ACCIONAMIENTO DE VÁLVULAS		
ACCIONAMIENTOS MUSCULARES		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Pulsador (símbolo general)	Accionamiento por pulsador. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Seta	Accionamiento por pulsador unidireccional tipo seta. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Seta extractora	Accionamiento por pulsador tipo seta extractora. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Seta tractora	Accionamiento por pulsador bidireccional tipo seta tractora. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Palanca	Accionamiento por palanca. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Pedal	Accionamiento por pedal. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Pedal basculante	Accionamiento por pedal basculante. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
ACCIONAMIENTOS MECANICOS		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Pulsador	Pulsador, leva, accionamiento mecánico, símbolo general. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Muelle	Accionamiento por muelle. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Rodillo	Accionamiento por rodillo, símbolo general. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Rodillo escamoteable	Accionamiento por rodillo escamoteable. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Palpador	Accionamiento por palpador. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Centrado de muelles	Accionamiento por centrado de muelles. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
ACCIONAMIENTOS ELECTRICOS		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Electroimán	Electroimán de un solo arrollamiento. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Electroimán doble	Electroimán de dos arrollamientos. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Electroimán doble	Electroimán de dos arrollamientos opuestos. Símbolo DIN/ISO/CETOP.

	Motor con giro continuo	Accionamiento por motor. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Motor paso a paso	Accionamiento por motor. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
ACCIONAMIENTOS NEUMATICOS		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Motor neumático	Símbolo general.
	Presión, directo	Accionamiento por presión directa. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Depresión, directo	Accionamiento por depresión. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Diferencial	Accionamiento por diferencial de presión. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Centrado	Accionamiento por centrado de presión. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Presión, indirecto (servopilotaje)	Accionamiento por presión indirecta positiva. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Depresión, indirecto (servopilotaje)	Accionamiento por presión indirecta negativa. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Amplificador de presión de pilotaje	Accionamiento por presión de pilotaje. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Amplificador de presión de pilotaje	Accionamiento por baja presión, pilotaje. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Mando de divisor primario	Mando de divisor primario. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Accionamiento indirecto	Por vías de mando internas.
ACCIONAMIENTOS COMBINADOS		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Pilotaje combinado (servopilotaje)	Accionamiento por presión y electroimán. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Pilotaje combinado (servopilotaje)	Accionamiento por presión o electroimán. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Electroimán o mando manual	Accionamiento por electroimán o manual. Símbolo DIN/ISO/CETOP.

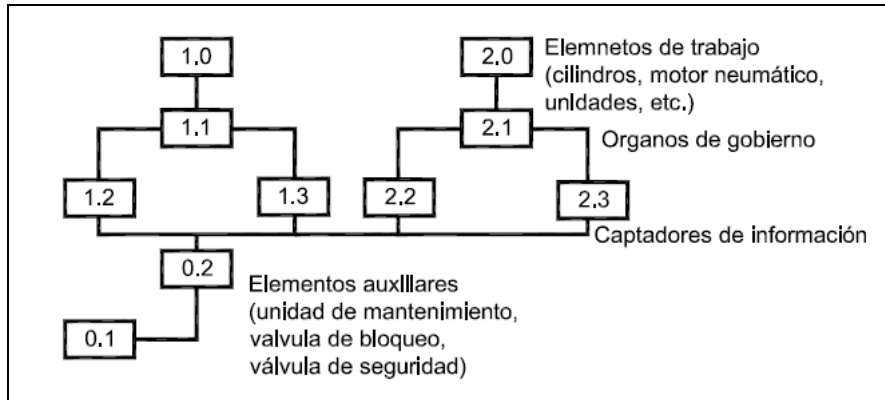
MANDOS MECÁNICOS		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Giro en un sentido	Árbol con giro en un sentido.
	Giro en dos sentidos	Árbol con giro en los dos sentidos.
	Enclavamiento	Enclavamiento.
	Bloqueo	Bloqueo (representación esquemática del enclavamiento)
	Desenclavamiento	Dispositivo de desenclavamiento automático.
	Articulación	Articulación simple.
	Articulación	Articulación con leva.
	Articulación	Articulación con punto fijo.

ELEMENTOS DE MEDIDA		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
	Presostato	Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Manómetro	Mide la presión. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Manómetro diferencial	Mide la presión. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Indicador de presión	Indica presión. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Termómetro	Mide la temperatura. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Medidor de caudal	Mide el caudal. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Medidor de volumen	Mide el volumen. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Detector de caudal	Símbolo DIN/ISO
	Medidor de temperatura	Símbolo DIN/ISO
	Detector de temperatura	Símbolo DIN/ISO
	Detector de presión	Símbolo DIN/ISO
	Temporizador	Símbolo DIN/ISO
	Contador de impulsos	Contador de impulsos. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Contador	Cuenta por sustracción. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Contador	Cuenta por diferencia. Símbolo DIN/ISO/CETOP.
	Contador	Cuenta por adicción. Símbolo DIN/ISO/CETOP.

DENOMINACIÓN DE LOS RACORES		
REPRESENTACIÓN	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
A, B, C, ...	Conexión	Conexión de utilización
P	Alimentación	Alimentación de presión
R, S, T, ...	Escapes	Escapes
L	Fuga	Fuga
Z, Y, X, ...	Conexión	Conexión de pilotaje
2, 4, 6, ...	Conductos	Conductos de trabajo
1	Alimentación	Alimentación
3, 5, 7, ...	Escape	Escape de aire a la atmósfera
9	Conducción	Conducción de fugas
12, 14, 16, 18, ...	Conductos	Conductos de pilotaje

II. Denominaciones en el esquema de mando (nomenclatura de los elementos)

Todos los elementos se nombran mediante una numeración determinada. Un elemento de trabajo con las válvulas necesarias para su funcionamiento se considera como el eslabón de mando N.º 1, 2, etc. Por esto, el primer número de la denominación de un elemento expresa a qué eslabón de mando pertenece dicho elemento.

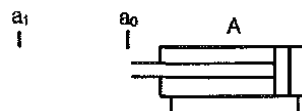


El número que sigue al punto (1,2, 1,3, 1,6, 2,3) indica el elemento de que se trata (ver representación en la imagen superior). La numeración utilizada es la que sigue:

- 1.0, 2.0, 3.0,... Elementos de trabajo (cilindros, unidades, etc.).
- 1.1, 2.1, 3.1,... Órganos de gobierno.
- 1.2, 1.4, 2.2, 2.4, 3.2... Captadores de información: Estos elementos de señal tienen números pares e influyen normalmente en el avance del elemento de trabajo.
1.3, 1.5, 2.3, 2.5, 3.3... Captadores de información: Estos elementos de señal tienen números impares e influyen normalmente en el retroceso del elemento de trabajo.
- 0.1, 0.2, 0.3... Elementos auxiliares: (Unidades de mantenimiento, válvulas de bloqueo, válvulas de seguridad). Estos actúan sobre todos los eslabones de mando.
- 1.02, 1.03, 2.02... Elementos de regulación: (Reguladores, escapes rápidos,...).

III. Designación de elementos mediante letras

Esta forma de designación se usa en muchos esquemas de mando, en vez de designaciones numéricas. En estos casos, los elementos de trabajo se denominan letras en mayúscula, los captadores de información con letras en minúscula.



- A, B, C,... elementos de trabajo
- a1, b1, c1,... captadores de información en la posición final anterior.
- a0, b0, c0,... posición final posterior.

También existe la posibilidad, como en electrónica, de emplear una combinación de números y letras.

IV. Representación de los elementos

Todos los elementos deben representarse en el esquema de mando en posición de reposo. Si esto no fuera posible o existiera una variación, es necesario indicarlo.

Si se dibujan accionadas las válvulas con posición de reposo se ha de indicar, por ejemplo, mediante una flecha, o, en caso de un final de carrera, mediante el dibujo de la leva.

A continuación veremos la definición de las posiciones según DIN 24 300

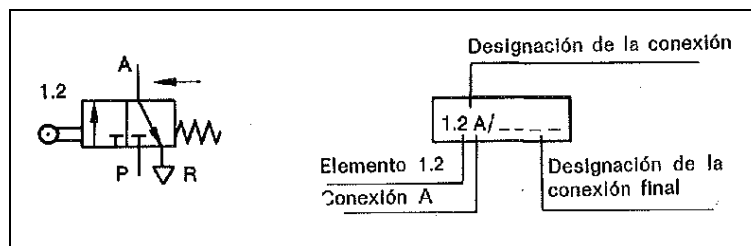
Posición de reposo: Posición de mando, que adoptan las piezas móviles de la válvula cuando no está accionada.

Posición inicial: Posición de mando, que adoptan las piezas móviles de la válvula después del montaje en la instalación, conexión de la presión de red, y a punto de inicio del programa de mando previsto.

V. Conducciones y su designación

Tanto en el esquema como en la instalación las conducciones pueden proveerse de rótulos. Se recomienda un rótulo detallado, que contenga las conexiones de origen y final. La designación de la conexión se forma a partir del número del elemento y de la conexión.

En lo posible las conducciones deberán dibujarse rectas y exentas de cruces. Las conducciones de trabajo se dibujan con líneas continuas, las conducciones de mando o pilotaje pueden dibujarse con trazos.



En la designación de la conexión también se indica a donde lleva la conducción, por ejemplo, al elemento 1.1 y a la conexión de mando Z.

ANEXO II: GLOSARIO DE TÉRMINOS NEUMÁTICOS

A		
Acumulador neumático	Pneumatic tank; Druckluftspeicher	Depósito donde se almacena aire comprimido hasta una presión máxima que debe estar indicada.
Agua de condensación	Condensation; Kondenswasserj	Humedad contenida en el aire, que precipita por disminución de la temperatura o por la acción de centrifugado.
Aire comprimido	Compressed air; Druckluft	Aire sometido a una presión superior a la atmosférica.
Aire comprimido preparado	Compressed air preparation; Aujbereitete Druckluft	El aire comprimido circula a través de una unidad de mantenimiento (filtro-regulador-engrasador) y es filtrado, regulado y mezclado con aceite, siendo así preparado para los aparatos neumáticos acoplados a continuación de esta unidad.
Aire de alimentación (de entrada)	Air Supply (input); Zulufi	Aire comprimido que es conducido al cilindro para la transformación de energía.
Aire de escape	Air exhaust; Abluft	Aire comprimido que fluye a la atmósfera procedente de cilindros y sistemas de mando una vez que ha cedido su energía.
Alimentador de avance al compás	Feeder forward in time; Takivorschuhgerai	Dispositivo neumático de alimentación para cintas de chapa y bandas; utilizado en prensas y otras máquinas para el avance rítmico.
Amortiguación	Cushioning; Dämpfung	Disminución de la velocidad del pistón de un cilindro antes del final de la carrera por desplazamiento de un volumen de aire o aceite a través de un punto de estrangulación que es casi siempre ajustable.
Amortiguador	Damper , buffer; Pufferung	Tope final (elástico) montado en el cilindro, contra el que choca el pistón.
Anilla obturador	Sealing ring; Nutrinfr	Junta elástica para los vástagos del pistón, retenido en una ranura,
Aparato de mando bimanual	Bimanual control; Zweihandsieuergerät	Aparato de mando que sólo emite una señal de salida cuando es accionado simultáneamente con las dos manos.
Automatización	Automation; Autamal isierung	Planificación y construcción de aparatos, equipos y sistemas de organización para el desarrollo automático de procesos de trabajo determinados en secuencias establecidas sin intervención del hombre.
B		
Bar	Bar; Bar	Unidad de presión, igual a 103 dinas por cm ² . Equivale a una presión de 75,007 cm de mercurio (a 0 °C y a latitud de 45°). 1 atm normal=1,01325 bar=1013,25 mbar; en los mandos.
Bobina magnética	Magnetic coil; Magnetspuie	Bobina giratoria generalmente recambiable de un electroimán, p. ej., en las válvulas electromagnéticas.
Brida oscilante	Flange Swing; Schwenkjánxch	Brida para suspensión oscilante de los cilindros.
C		
Cabezal de horquilla	Fork head; Gabelkup	Cabezal que se atornilla al vástago de un cilindro, resultando una unión articulada.
Caída de presión	Pressure drop; Druckuhfalt	Véase Pérdida de presión.
Cambiador de calor	Heat exchanger; Wärmetauscher	Aparato para refrigerar o calentar el aire, p. ej., para mantener una temperatura determinada independiente de la temperatura exterior.
Carga de pandeo	Buckling load; Knickhetastung	Fuerza axial que actúa sobre un vástago cuando éste emerge.
Carrera	Stroke; Hub	Trayecto recorrido por el émbolo entre dos posiciones.
Carrera de trabajo	Working career; Arbeitskub	Carrera definida de un cilindro para un determinado trabajo. Es normalmente más pequeña que la carrera total de un cilindro.
Carrera rápida	Shoot; Eilhub	Carrera del pistón delimitada (avance o retroceso) sin una transformación importante de energía (aire o líquido) en trabajo, de donde resulta una elevada velocidad del pistón.
Caudal	Flow; Durchflussmenge	Volumen de gas o líquido que circula por una sección determinada en una unidad de tiempo.
Caudal de aire	Airflow; Luftmenge	Volumen de aire en litros o m ³ en estado de aspiración. También se emplea para el volumen de aire en circulación por unidad de tiempo en NI/min (Nm ³ /h).
CETOP		Asociación Europea de Transmisiones oleohidráulicas y neumáticas.
Cilindro	Cylinder; Zylinder	Aparato neumático para transformar la energía del aire comprimido en energía de movimiento.
Cilindro de carrera corta	Short stroke cylinders; Kürzhuózyylinder	Generalmente cilindro de simple efecto con carrera muy corta (20 mm y menores); p. ej., para la sujeción,
Cilindro de doble efecto	Double acting cylinder;	Cilindro cuyo pistón es impulsado por las dos caras con aire

	Doppeiwitkende Zylinder	comprimido (la carrera de avance y la de retroceso son carreras de trabajo). Son necesarias dos tomas de aire comprimido.
Cilindro de freno de aceite	Brake Cylinder oil; Ulbremszylinder	Cilindro con circuito cerrado de aceite que se emplea como freno en cilindros neumáticos, por lo que tiene una velocidad de avance muy uniforme. El cilindro de freno de aceite no tiene ninguna función propia, funcionando sólo combinado con un cilindro neumático.
Cilindro de mando	Master cylinder; Steuerzylinder	Cilindro para la producción de una función de mando, p. ej., de un interruptor final de carrera.
Cilindro de simple efecto	Single acting cylinder; Einfachwirkender Zylinder	Cilindro en el que el aire comprimido sólo actúa sobre una cara del pistón y la carrera de retroceso es debida a la acción de un muelle o de: peso propio. Sólo se precisa una toma de aire comprimido, con un consumo de aire de la mitad del cilindro de doble efecto.
Cilindro de sujeción	Clamping cylinder; Spannzylinder	Cilindro neumático empleado como elemento sujetador.
Cilindro de trabajo	Working cylinder; Arbeitszylinder	Cilindro neumático para producir trabajo.
Cilindro de tres posiciones	Three-position cylinder; Dreistellungszylinder	Cilindro especial cuyo pistón desliza en una posición intermedia en la posición final izquierda o derecha mediante alimentación de aire comprimido o escape de las tuberías conectadas.
Cilindro dúplex	Cylinder duplex; Duplex-Zylinder	Cilindro de construcción similar al cilindro tandem (2 cilindros en serie), pero con dos vástagos que se desplazan uno dentro del otro y actúan en el mismo sentido.
Cilindro giratorio	Rotating Cylinder; Drehzylinder	Sistema neumático para la generación de movimientos de giro, estando limitado el margen de giro en los dos sentidos.
Cilindro tandem	Tandem Cylinder; Tandem-Zylinder	Dos cilindros dispuestos en serie con un vástago común para conseguir doble fuerza con el mismo diámetro.
Coefficiente Kv	Coefficient Kv; Kv-Wers	Factor de circulación para medios gaseosos o líquidos.
Coincidencia con el escape	Matching with the exhaust; Enthüftungs Überschneidung	El aire de entrada que fluye puede pasar directamente al escape por coincidencia con la línea de purga durante la carrera de accionamiento de la válvula, lo cual origina pérdidas de aire y generación de ruidos.
Compresibilidad	Compressibility; Kompressibilität	Propiedad de un cuerpo por lo cual su volumen varía con la presión: es muy elevada en gases y en líquidos es muy pequeña.
Compresión	Compression; Kompression	Disminución del volumen del aire por la acción de la presión.
Compresor	Compressor; Kompressor	Equipo para la producción de aire comprimido.
Compresor	Air Compressor; Verdichier	Máquina de trabajo para la extracción y compresión de medios gaseosos.
Condensador de agua	Condenser water; Wasserabschneider	Aparato para separar y recoger el agua de condensación de la red del aire comprimido.
Conexión de cubierta	Connection Pool; Deckelanschluss	Toma de aire comprimido en el lado de la cubierta del cilindro.
Conexión del fondo	Connecting the bottom; Bodenanschluss	Toma de aire comprimido en la cara del fondo del cilindro.
Consumo de aire	Air consumption; Luftverbrauch	Indicado en l/min o en l/fase de trabajo para un cilindro o instalación completa. Es la cantidad de aire en estado de aspiración.
Consumo de aire (en servicio)	Air consumption (operation); Betriebsluftverbrauch	Volumen de aire referido al estado de aspiración, que es consumido en la unidad de tiempo por la instalación en su totalidad, expresada en l/min (Nm ³ /min).
Contador de carreras	Accountant careers; Hubzähler	Dispositivo contador para la determinación de las carreras realizadas por el émbolo o de las secuencias de maniobra.
Contracción	Shrinking; Einschnürung	Estrechamiento de la sección Véase diafragma y estrangulación.
Contrafrenado de aceite	Contrafrenado oil; Ölgegenbremsung	Utilización del aceite en los sistemas combinados oleoneumáticos como medio regulador prácticamente incomprensible, por lo que el efecto puede regularse con mucha mayor exactitud que con el aire.
Convertidor oleoneumático	Air / oil converter; Druckmitteiwandler	Dispositivo para convertir la presión de aire en presión de aceite.
Cubierta	Cover; Deckel	Envoltura de un cilindro a través de la cual sale el vástago del pistón; provista en general con los cojinetes del vástago.
D		
Depósito, acumulador	Tank, compressed air accumulator; Windkessel	Recipiente para el almacenamiento de aire comprimido (energía).
Diafragma	Diaphragm; Blende	Contracción o estrangulación en una tubería.
Diámetro Nominal	Nominal Diameter;	Diámetro interior de una tubería, válvula, etcétera.

	Nennweite	
Distribuidor de pistón (axial)	Vendor Piston (axial); Kolbenschieber	Tipo de válvula distribuidora condicionada por la construcción con corredera cilíndrica.
Distribuidor giratorio	Rotary distributor; Drehverteiler	Elemento de unión para líneas de alimentación fijas y salidas giratorias.
Distribuidor manual	Handsteuerschieber	Válvula de vías con accionamiento manual, posibilitando una lenta apertura del paso del aire y, por tanto, la regulación del movimiento del pistón y el bloqueo de las dos tomas del cilindro para posiciones intermedias de la carrera.
E		
Electro-Válvula de impulsos	Electro-Pulse Valve; Elektro-Impulsventil	Válvula distribuidora con accionamiento por impulsos electromagnéticos y mando previo neumático. Su ventaja es la pequeña energía de mando.
Embolo	Plunger; Kolben	Véase Pistón.
Empalme para tubos flexibles	Flexible tube joint; Schlauchkupplung	Pieza de unión y de cierre automático rápidamente desmontable, formada por base y clavija de acoplamiento.
Emisor de impulsos	Pulser; Impulsgeber	Emisor de señales, con el que se produce la señal para un proceso de mando como, p. ej., un interruptor final de carrera, palpador, válvula de vías, entre otros.
Engrasador	Greaser; Oler	Aparato de engrase por niebla de aceite para aire comprimido para disminución del rozamiento en las partes deslizantes en los sistemas neumáticos y para evitar la corrosión.
Esquema	Scheme; Schaltplan	Representación simbólica de la estructura y enlace de los distintos elementos de un equipo neumático.
Estrangulación	Choke; Drossel	Contracción constante o variable en una tubería.
Estrangulador de aire de alimentación	Air supply Strangler; Zuluftdrossel	Válvula reguladora de velocidad montada con el punto de estrangulación en la entrada de aire del cilindro.
Estrangulador del aire de escape	Exhaust air throttle; Abluftdrossel	Válvula reguladora de velocidad que con la estrangulación regulable influye sobre el aire de escape del cilindro.
F		
Filtro	Filter; Filter	Aparato para la limpieza del aire comprimido de las partículas de suciedad y separación del agua de condensación.
Fondo	Bottom; Boden	Cierre de un cilindro situado en la cara opuesta a la salida del vástago del pistón.
Fono	Fono; Phon	Unidad para la medida del ruido.
Fuerza de accionamiento	Actuating force; Betätigungskraft	Fuerza necesaria para accionar (invertir) una válvula.
Fuerza del pistón	Piston force; Kolbenkraft	Fuerza en kp que cede un pistón impulsado con una fuerza de compresión ($\text{cm}^2 \times \text{kp}/\text{cm}^3 = \text{kp}$).
Fuerza útil	Effective force; Nutzskraft	Fuerza efectiva de un cilindro o la presión nominal medida en estado de reposo del sistema. En los cilindros con muelle recuperador se mide al principio y al final de la carrera.
G		
Grados Engler °E	Engler Degrees; Engler Grad	Medida de viscosidad para líquidos, p. ej., aceite.
H		
Hidroneumática	Hidroneumática; Hydropneumatik	Combinación de hidráulica y neumática en un sistema de mando.
I		
Impulso	Pulse; Impuls	Señal instantánea para la producción de una fase de trabajo.
Interruptor de presión	Pressure Switch; Druckschalter	Aparato que abre o cierra un contacto eléctrico al alcanzar la presión ajustada en kp/cm^2 , ejerciendo así una función de mando.
Interruptor horario	Time Switch; Zeitschalter	Elemento de maniobra con circuito de retardo ajustable para el tiempo.
J		
Junta de rascador	Scraper Board Abstreifring	Sirve para limpiar la suciedad en el vástago del pistón de los cilindros.
Junta tórica	O-ring; O-Ring	Tipo especial de anillo obturador como elemento de estanqueización con sección circular.
L		
Libra por pulgada cuadrada	Psf; psi	Unidad inglesa para la presión del aire, $1 \text{ kp}/\text{cm}^2 = 14,22 \text{ psi}$.

Línea de mando	Chain of Command; Steuileitung	Línea para la transmisión de la energía de mando.
Línea de retorno	Return line; Rückleitung	Tubería desde el consumidor regresando hasta la fuente de presión o de tensión. En neumática no es necesaria.
Línea en anillo	Ring Line; Ringleitung	Red de aire comprimido cerrada sobre sí misma; reduce las caídas de presión.
Línea	Line; Leitung	Dispositivo para la conducción de energía desde el punto de producción hasta el consumidor. En la neumática se utilizan para esta finalidad tubos de acero, cobre y plásticos, así como también mangueras de goma y plástico.
Longitud de la carrera	Stroke Length; Hublänge	Medida (en mm) de la carrera.
M		
Mandar	Order; Steuern	Acción sobre una función o una magnitud.
Mando de seguridad	Security Command; Sicherheitssteuerung	Disposición de mando para evitar el accionamiento involuntario o para la protección contra sobrecargas.
Mando directo	Direct operated; Direktgesteuert	Modalidad de mando de válvulas neumáticas; la fuerza actúa directamente sobre el mecanismo de inversión de la válvula.
Mando electro-neumático	Electro-pneumatic Control; Pneumatisch-elektrische Steuerung	Mando combinado que contiene elementos neumáticos y eléctricos.
Mando indirecto	Indirect control; Indirekte Steuerung	Modalidad de mando de válvulas neumáticas llamadas válvulas de mando previo. La señal actúa sobre un elemento intermedio que a su vez provoca la inversión de la válvula (efecto de relé).
Mando oleoneumático	Command air / oil; Pneumatisch-hydraulische Steuerung	Mando combinado que contiene elementos neumáticos e hidráulicos.
Mando negativo	Negative Control; Negativ-Steuerung	Inversión de la válvula de impulsos que se efectúa por purga (reducción de la presión) de la tubería de mando.
Mando por árbol de levas	Mando by camshaft; Nockenellen-Steuerung	Mando en que los impulsos son tomados de un eje de levas por válvulas de levas o de palanca de rodillo. Las válvulas son accionadas por un eje en rotación sobre el que están dispuestas las levas. Véase mando programado.
Mando positivo	Positively controlled; positiv-Steuerung	Inversión de una válvula de impulsos por el establecimiento de la presión en la línea de mando.
Mando previo o servomando	servo control; Vorsteuerung	Posibilidad de mando de válvulas neumáticas; la señal acciona un órgano intermedio que a su vez provoca la inversión de la válvula.
Mando programado	Command scheduled; Programmsteuerung	Mando que se desarrolla según un plan preciso establecido de antemano (dependiente del tiempo). Las válvulas mandadas mecánicamente son accionadas por discos de levas impulsados.
Mando secuencial	Sequential control; Folgesteuerung	Modalidad de mando en que la próxima fase de trabajo es producida por la anterior.
Manguera	hosepipe, hose; Schlauchleitung	Enlace flexible para la conducción de un material o de una energía desde la fuente de producción hasta el consumidor.
Mano mecánica	Mechanical hand; Eiserne Hand	Brazo transportador de accionamiento neumático, especial para alimentación y retirada de piezas en prensas, etcétera.
Manómetro	Manometer; Druckmessdose	Dispositivo de medida para la determinación de una presión en kp/cm ² .
Manómetro	pressure gauge, air gauge; Manometer	Aparato para la medida e indicación de la presión del aire.
Margen de presiones de trabajo	Range of working pressure; Arbeitsdruckbereich	Margen comprendido entre la mínima presión de aire necesaria y la máxima permitida para cilindros y válvulas.
Membrana	membrane, web; Membran	Pieza fina de goma o metal, sujeta fijamente y que se deforma bajo la acción de la presión del aire. La energía de presión es transformada en energía de movimiento, p.ej., válvula o cilindro de membrana.
Mesa circular de división	Table circular división; Rundschtaltissch	Mesa giratoria con divisiones en grados ajustables, accionada y parada por medios neumático-mecánicos.
Montaje en placas de conexión	Mounting plates connection; Anschlussplatten-Montage	Posibilidad de un montaje y desmontaje sencillo y rápido de una válvula sin separar las conexiones de las tuberías.
Motor neumático	Air motor; Druckluftmotor	Órgano motriz rotativo accionado por aire comprimido.
Movimiento a tirones	Movement to shreds; Stick-Slip-Effekt	Movimiento que puede aparecer inicialmente o al entrar en la posición final del cilindro.
Multiplicador de presión	Intensifier; Druckübersetzer	Dispositivo para transformar, p.ej., una presión de aire en una presión superior de aceite.
N		
Neumatización	Neumatization;	Utilización de la técnica del aire comprimido para la racionalización

	Pneumatisierung	y automatización de aparatos, máquinas e instalaciones.
Niebla de aceite	Oil mist; Olnebel	Niebla producida en el engrasador por el aire comprimido en circulación que engrasa las partes deslizantes en un mando neumático
O		
Oleoneumática	Oleoneumatica; Hydropneumatik	Véase hidroneumática.
P		
Pérdida de presión	Pressure Loss; Druckabfall	Diferencia de presión entre dos puntos de medida de un aparato o una línea.
Pistón	Piston; Kolben	Parte móvil en el cilindro que forma un cierre hermético contra la pared interna del tubo del cilindro. Transforma fuerzas de compresión en fuerzas de movimiento (e. estática en e. mecánica).
Placa base	Motherboard; Grundplatte	Véase placa de conexión
Posición cero	Position zero; Nullstellung	Posición de maniobra que adoptan las partes móviles de la válvula por sí mismas cuando la válvula no está conectada (véase también posición de reposo).
Posición de maniobra	Position move; Schaltstellung	Estado de posición definido de una válvula o cilindro
Posición de reposo	Position of rest; Ausgangsstellung	Posición de maniobra que adoptan las partes móviles de válvulas o cilindros incluidas en un equipo tras establecer la presión de la red o conectar la tensión eléctrica, y con la que inician el programa de maniobras previsto.
Posición de reposo	Rest position; Ruhestellung	Posición que adoptan las partes móviles en ausencia de accionamiento, por ej., por fuerza de muelle o de presión (según DIN 24300).
Potencia de aspiración	Suction power; Ansaugleistung	Volumen de aire aspirado por el compresor por unidad de tiempo en Nm^3/h .
Prensa de percusión	Percussion press; Schlagpresse	Martillo de accionamiento neumático; la fuerza de percusión es mayor que la fuerza estática de un cilindro neumático.
Preparación del aire comprimido	Compressed air preparation; Druckluftaufbereitung	Consiste en filtrar el aire, regular su presión y agregarle aceite con una unidad de mantenimiento.
Presión atmosférica	Air pressure; Atmosphärischer Druck	Presión de aire medida al nivel del mar, igual a 1,033 kp/cm^2 . Corresponde a una columna de mercurio de 760 mm de altura a 0 °C
Presión de reacción	Reaction pressure; Ansprechdruck	Presión a que se mueve el émbolo en un cilindro o cambia su posición de maniobra una válvula neumática.
Presión de trabajo	Working pressure; Betriebsdruck	Presión a la que trabaja una instalación o aparato neumático.
Presión del aire	Air pressure; Luftdruck	Magnitud de medida del aire comprimido indicada en kp/cm^2 o bar.
Presión en Kp	Pressure in Kp; Druck in kp	Acción de la fuerza, p. ej. de un cilindro; es la presión de trabajo multiplicada por el área sobre la que actúa el aire comprimido ($\text{kp}/\text{cm}^2 \times \text{cm}^2 = \text{kp}$)
Presión en kp/cm^2	Pressure in Kp/cm^2 ; Druck in kp/cm^2	Indicación de la presión de trabajo o de la red. El aire atmosférico es comprimido en los compresores hasta una determinada sobrepresión indicada en kp/cm^2 .
Presión inicial	Initial pressure; Vordruck	Presión de aire que actúa en la parte de entrada de un regulador neumático de presión.
Presión nominal	Nominal Pressure; Nendruck	Presión del aire a la que se refiere los valores indicados por el fabricante.
Presostato	Switch; Druckwächter	Interruptor de presión.
Protección antideflagrante	Explosion protection; Ex-Schutz	Ejecución protegida contra explosiones, p.ej. en las válvulas electromagnéticas (véase VDE 0171).
Protección de sobrecargas	Overload Protection; Überlastungssicher	Seguro incorporado para que las sobrecargas no averíen el aparato o la máquina. Los elementos neumáticos están protegidos contra sobrecargas, porque un cilindro sobrecargado permanece parado sin sufrir daño alguno,
Purga	Purge; Entlüftung	Escape al exterior del aire comprimido de los elementos neumáticos. El aire comprimido reduce su presión hasta la presión atmosférica.
Purgador automático del agua	Automatic water drain ; Automatischer Wasserableiter	Funciona automáticamente por una válvula de flotador de vaciado de la condensación y extrae las partículas de suciedad.
R		
Racor reductor	Reducer coupling; Reduziernippel	Pieza roscada con distintas conexiones, p.ej. 3/4" a 1/2"
Recalentador	Reheater; Vorwärmer	Aparato para calentar previamente el aire.
Red	Net;	Denominación dada a las tuberías de alimentación del aire

	Netz	comprimido.
Refrigerador	Refrigerator; Kühler	Refrigerador intermedio y posterior para el aire comprimido incorporado generalmente en el compresor.
Regleta de mando	Strip command; Steuerschienen	Guía deslizante provista de levas para captar los impulsos de mando dependientes del movimiento.
Regulador de presión	Pressure regulator; Druckregler	Denominación usual para la válvula reductora de presión.
Rendimiento volumétrico	Volumetric efficiency; Volumetrischer Wirkungsgrad	Cociente del consumo teórico de aire y el consumo de trabajo
Retardo	Delay; Verzögerung	Parada momentánea, producida por la estrangulación del caudal; alarga el tiempo de carga.
Retén exterior en forma de hongo	External Retainer mushroom; Hutmanschette	Retén hermético en forma de sombrero conjunta de labios elásticos.
Retén interior en forma de vaso	Retainer vase-shaped interior; Topfmanschette	Retén para cilindros de simple efecto.
Retén obturador	Shutter catch; Manschette	Elemento de junta para la estanqueización de dos superficies móviles (deslizables), p. ej., aire contra aire, o aire contra aceite.
Retén obturador T-DUO	T-DUO valve retainer; T-DUO-Manschette	Retén del émbolo con disco de acero vulcanizado para cilindros neumáticos.
S		
Sección de entrada	Input Section; Eingangsquerschnitt	Sección más pequeña para la entrada del aire.
Servicio de parada	Stop Service; Ausschaltbetrieb	El compresor se pone en marcha al alcanzar una presión mínima ajustada en el acumulador y se para al alcanzar la presión máxima establecida. Lo contrario es servicio permanente.
Servicio intermitente	Intermittent; Aussetzbetrieb	Al alcanzar la presión máxima ajustada en el acumulador, el compresor pasa a la marcha en vacío, volviendo a trabajar a plena potencia con la presión mínima establecida.
Servomando	Servo-motors; Servo-Steuerung	Mando auxiliar para la amplificación de una fuerza de mando pequeña, p. ej., en las válvulas de mando previo.
Silenciador	Muffler; Schalldämpfer	Aparato para disminuir el ruido producido por el escape exterior del aire comprimido.
Símbolo convencional	Conventional symbol; Sinnbild-Symbol	Signo gráfico para la representación simplificada de los elementos en un esquema.
Símbolos	Symbols; Bildzeichen	Representación gráfica simplificada de elementos neumáticos y de otro tipo con inclusión de las funciones, p.ej. al dibujar un esquema. Los símbolos están establecidos en la norma DIN 24300.
Sistema de dos líneas	Two-line System; Zweileitungssystem	Línea de baja presión con 1-2 kp/cm ² para expulsión, etc., y una línea con 6 kp/cm ² de presión para aparatos neumáticos de trabajo.
Sistema de montaje por unidades normalizadas	Mounting system for standard units; Baukastensystem	Sistema de varias partes, normalmente una pieza base y un número arbitrario de piezas complementarias, que puede ser montado con elementos funcionales de distinta clase, p. ej., cilindros y válvulas.
Sistema oleoneumático (mixto)	Air / oil system (mixed); PH-System	Sistema combinado neumático-hidráulico en que el aire comprimido actúa como medio de trabajo y el aceite como medio regulador.
Sobrepresión atmosférica	Air overpressure; Atmosphärischer Überdruck = A_{tu}	No debe emplearse esta abreviatura sin indicarla en kp/cm ² o bar.
Soporte basculante	Support bascule; Lagerbock	Elemento para la sujeción oscilante de un cilindro neumático.
Sujeción por brida	Clamping flange; Flanschbefestigung	Posibilidad de fijación axial del cilindro por la cara del fondo o la cubierta, mediante placas de brida.
Superficie anular	Surface ring; Ringfläche	Área del pistón menos el área transversal del vástago en cm ² . Para un cálculo exacto de la fuerza de los cilindros de doble efecto con vástago en una sola cara debe tenerse en cuenta este factor.
Superficie del pistón	Surface Piston; Kotbenfläche	Sección del pistón (en cm ²) sobre la que actúa el aire comprimido, incluyendo la sección del vástago. Véase superficie anular.
T		
Tapa	Top; Deckel	Véase Cubierta.
Técnica de la Regulación	Technical Regulation; Regeltechnik	Técnica para la regulación y mantenimiento automático de los valores de medida físico-técnicos.
Tiempo de reacción	Reaction time; Ansprechzeit	En los cilindros es el tiempo medido desde el principio de la entrada del aire hasta la iniciación del movimiento del pistón. En las válvulas es el tiempo transcurrido desde la recepción de la señal hasta que está realizada la inversión.
Tipo de fijación	Type of fixing; Befestigungsart	Característica para la diferenciación de los elementos neumáticos según las posibilidades de fijación; p. ej., en los cilindros la fijación

		con brida, con rosca y con pies.
Toma de aire giratoria	Air inlet swivel; Rotierender Luftanschluss	Véase distribuidor de rotación.
Tornillo de regulación	Adjustment screw; Regulierschraube	Tornillo ajustable (con rosca fina generalmente), para La regulación del caudal en las válvulas de estrangulación.
Tubería	Pipes; Leitung	Véase Línea.
Tubería de purga	Drain pipe; Entlüftungsleitung	Tubería de salida en los equipos de mando en los que no es posible (o presenta inconvenientes) que el aire comprimido escape al exterior.
U		
Unidad de avance	Feed unit Vorschubeinheit	Órgano motriz neumático u oleo neumático para movimientos de avance (p. ej., avance de trabajo-marcha-rápida).
Unidad de mantenimiento	Maintenance Unit; Wartungseinheit	Aparato combinado para filtrar, regular y engrasar el aire comprimido,
V		
Válvula	Valve; Ventil	Elemento de mando para ejercer influencia sobre medios en circulación, p. ej. gases y líquidos.
Válvula anti retorno	Check valve; Rückschlagventil	Válvula de bloqueo, que cierra automáticamente el paso en un sentido de circulación.
Válvula anti retorno con estrangulación	With throttling valve; Drosselrückschlagventil	Válvula cuya contracción (fija o variable) sólo actúa en un sentido, teniendo libre el paso para el aire comprimido en el sentido contrario. Utilizadas para la regulación de la velocidad de actuadores
Válvula anti retorno con estrangulación doble	With dual throttle valve; Doppelrückschlagventil	Válvula de bloqueo con 2 entradas y una salida, que bloquea automáticamente la entrada purgada y en estado de purga total conserva la última posición; p. ej. para el mando de una válvula o de un cilindro desde dos puntos distantes.
Válvula anti retorno de bola	Ball valve; Kugelrückschlagventil	Válvula de bloqueo que corta automáticamente el paso en un sentido de circulación.
Válvula base	Valve base; Grundventil	Válvula a partir de la cual se obtienen distintos tipos de ellas por adición de piezas complementarias (sistema de montaje por unidades normalizadas).
Válvula de apertura	Valve Opening; Offner	Válvula que en posición de reposo está cerrada, abriéndose el paso del aire con el accionamiento. Lo contrario es válvula de cierre.
Válvula de bloqueo	Isolation Valve Absperbventil	Válvula de cierre de 2 vías.
Válvula de bloqueo	Isolation Valve; Sperventil	Válvula que cierra el paso en un sentido y lo deja libre en el sentido contrario. La presión en el lado de la salida carga la pieza de bloqueo y así apoya el cierre de la válvula.
Válvula de cierre	Shutoff / cutoff Valve; Schliesser	Válvula que en la posición de reposo está abierta y cierra el paso del aire con el accionamiento. Lo contrario es válvula de apertura.
Válvula de compuerta giratoria	Rotating Gate Valve; Drehschieber	Válvula distribuidora con compuerta giratoria para la inversión de cilindros.
Válvula de cuatro vías	Four-way valve; Vier-Wege-Ventil	Válvula con cuatro tomas: línea de alimentación de aire comprimido, 2 líneas para el cilindro y el escape.
Válvula de disco	Valve disc; Teller-Ventil	Válvula en la que un disco en forma de plato sirve como elemento de junta en el asiento de la válvula. Realizada en los tipos de 2/2, 3/2 y 4/2 vías por su cono movimiento de maniobra y asiento estanco perfecto y exento de mantenimiento (auto reajutable).
Válvula de dos vías	Two-way valve; Zwei- Wege- Ventil	Válvula con dos tomas controladas, entrada y salida.
Válvula de escape rápida	Quick exhaust valve; Schnellentlüftungventil	Válvula con función anti retorno en la línea de entrada, con la cual es conectada directamente al escape (al exterior) la línea de salida, p. ej., para movimientos rápidos del émbolo.
Válvula de impulsos	Pulse Valve; Impulsventil	Válvula distribuidora en la que la inversión es iniciada por señales en forma de impulsos; Estos son neumáticos o eléctricos.
Válvula de inversión	Reversing valve; Umsteuerventil	Válvulas distribuidoras para la inversión de cilindros o motores neumáticos del avance al retroceso o inversión del giro.
Válvula de leva	Valve cam; Nockenventil	Válvula distribuidora con accionamiento mecánico por leva. Las válvulas de levas son válvulas básicas, que pueden utilizarse también para otros tipos de accionamientos con piezas complementarias (unidades normalizadas).
Válvula manual	Manual valve; Handventil	Válvula de vías con accionamiento manual.
Válvula de palanca y rodillo	Roller lever valve; Rollenhebelventil	Son válvulas de 2/2, 3/2 y 4/2 vías con rodillo rígido para accionamiento mecánico.
Válvula de pedal	Foot Valve; Fussventile	Válvula distribuidora accionada por el pie.
Válvula de presión	Pressure valve;	Válvula especialmente proyectada para influir sobre la presión

	Druckventil	
Válvula de pulsador	Valve switch; Tasterventil	Válvulas de 2/2, 3/2 y 4/2 vi as con accionamiento manual por pulsador.
Válvula de seguridad	Safety valve; Sicherheitsverttil	Válvula reductora de presión.
Válvula de tres posiciones	Three-position valve; Dreistellungs, Ventil	Válvula con tres posiciones de maniobra, p.ej. adelante, paro, retroceso.
Válvula de tres vías	Three-way valve; Dreiwege, Ventil	Válvula con tres vías para línea de aumentación, línea de utilización y escape. Son adecuadas para el mando de cilindros de simple efecto.
Válvula de relé	Relay Valve; Relaisventil	Válvula alimentada desde un acumulador que regula la presión en una línea de trabajo en función de una presión de mando.
Válvula distribuidora manual	Manual control valve; Handschiebeventil	Válvula de 3/2 vías que puede montarse directamente en la tubería. La inversión de la válvula tiene lugar por desplazamiento de un manguito (cerrojo)
Válvula estranguladora	Throttle; Drosselventil	Válvula cuya contracción por regla general es regulable y actúa en los dos sentidos,
Válvula limitadora de presión	Pressure relief valve; Druckbegrenzungsventil	Válvula que limita la presión por una fuerza de sentido contrario (p.ej. un muelle ajustable) que abre un escape.
Válvula magnética	Solenoid valve; Magnetventil	Válvula con accionamiento electromagnético.
Válvula NC	NC Valve; NC-Ventil	Del inglés «Normaly Clo-sed», válvula que en posición de reposo cierra el paso del aire (Función: Apertura).
Válvula NO	NO Valve; NO-Ventil	Del inglés «Normaly Open», válvula con el paso de aire abierto en posición de reposo «(Función: Cierre)».
Válvula reductora de presión	Pressure reducing valve; Druckminderventil, Reduzierventil	Válvula que mantiene constante la presión en la salida, independientemente del aumento de la presión de entrada. Usada para reducir la presión de la línea a la presión de trabajo deseada. La mayoría de estas válvulas tienen incorporado un manómetro.
Válvula reguladora de velocidad	Speed control valve; Geschwindigkeitsreguliert il	Válvula anti retorno con estrangulación para la regulación de la velocidad del pistón de un cilindro de trabajo.
Válvula selectora	Selector valve; Wechselventil	Véase Válvula anti retorno con estrangulación doble.
Válvulas distribuidoras	Directional control valves; Wegeventil	Válvulas que determinan la apertura y cierre y las modificaciones en el sentido de la circulación. A la denominación «válvulas de vías» se le antepone el número de vías v el número de las posiciones de maniobra; p.ej. válvula 3/2 tiene 3 vías y 2 posiciones de maniobra
Vástago del pistón	Piston rod; Kolbenstange	Órgano de transmisión de forma generalmente cilíndrica y solidaria del pistón, para transmitir la fuerza del pistón del cilindro.
Vástago doble	Double Shank; Durchgehende Kolbenstange	Vástago que aparece en las dos caras del cilindro, y mudo al pistón del cilindro.
Vástago reforzado	Stem reinforced; Verstärkte Kolbenstange	Cuando existen elevadas cargas de pandeo, el vástago normal de un cilindro neumático es reemplazado por otro do mayor diámetro.
Velocidad de avance	Feed rate; Vorschubgeschwindigkeit	Velocidad en m/seg o m/min de los cilindros.
Velocidad de circulación	Speed of movement; Strömungsgeschwindigkeit	Velocidad económica de circulación del aire comprimido en las tuberías de 10 m/seg aproximadamente; velocidades mayores producen caída de presión demasiado grande. Velocidad económica de circulación del aceite 2 m/seg aproximadamente.
Volumen aspirado	Suction volume; Ansaugvolumen	Cantidad de aire aspirado en NI (Nm³).
Volumen de la carrera	Volume of the race; Hubvolumen	Volumen del cendro calculado como producto del área del pistón por la longitud de la carrera

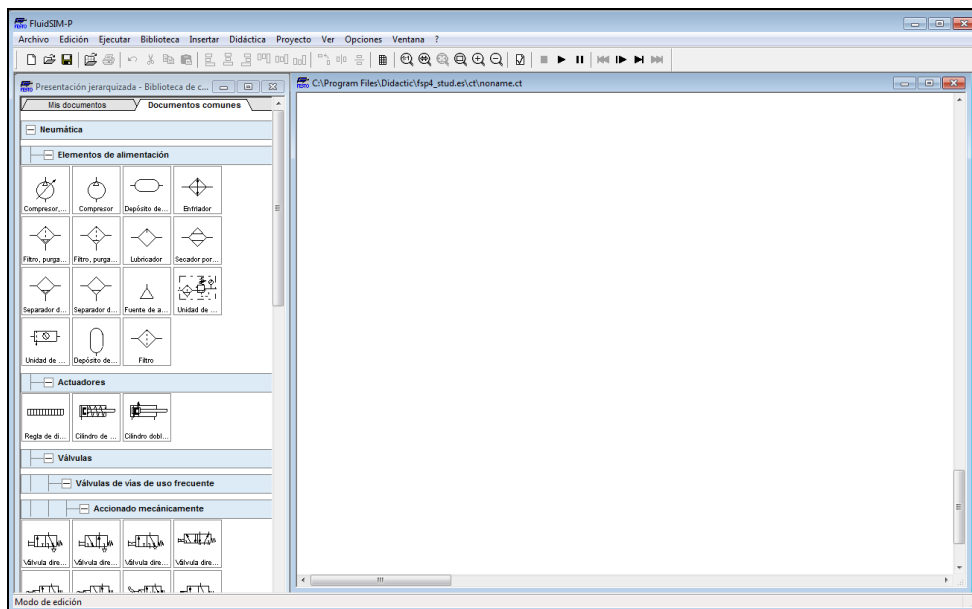
ANEXO III: PRINCIPALES PROVEEDORES Y FABRICANTES

FABRICANTE	BREVE DESCRIPCION
NORGREN www.norgren.com	Experiencia en todos los sectores de la industria. Los productos Norgren son fiables en condiciones extremas. Gozan de reputación a nivel mundial por su calidad y durabilidad - como los cilindros sin vástago LINTRA, la gama STAR de válvulas de corredera, las válvulas de control de procesos Herion y Buschjost, y las gamas EXCELON y Olympian Plus, líderes mundiales de Tratamiento del aire.
FESTO www.festo.com	Proveedor mundial de soluciones de automatización mediante tecnología neumática, electrónica y de redes para todo tipo de procesos y actividades industriales. Suministramos desde componentes independientes a sistemas completos, así como asesoramiento y formación tecnológica y empresarial.
SMC www.smces.es	SMC se estableció en España, en 1990, con una reducida plantilla de 14 empleados, como compañía filial de SMC Corporation en el extranjero, con el objetivo de dar servicio a España y Portugal en la distribución de sus productos. Su oficina central está situada en Vitoria, y tiene oficinas de venta por toda la Península Ibérica, ya que SMC España es también responsable de las oficinas de venta de Oporto y Lisboa en Portugal.
BOSCH - REXROTH http://www.boschrexroth.com	Bosch Rexroth S.L. denominación de la Compañía, a partir del 1 de Julio 2007. cómo resultado de la fusión de Bosch Rexroth S.A. y Goimendi - miembro del Grupo Bosch Rexroth - pertenecen a Bosch Rexroth AG, a su vez propiedad de Robert Bosch GmbH, y resultado de la fusión de Bosch Automationstechnik y del Grupo Rexroth. Desde nuestra central en San Sebastian, junto con los centros regionales y delegaciones, nuestros profesionales operan localmente ofreciendo soporte técnico y servicio. En definitiva, valor añadido al cliente. Suministran soluciones completas para el área de construcción de maquinaria e instalaciones, dominando todas las tecnologías relevantes en los campos de Accionamiento, Control y Movimiento
CKD http://www.ckdusa.com	Desde el nacimiento de CKD en 1943, su objetivo fue el buscar la máxima calidad en sus productos. Gracias a esta filosofía, en 1994 superaba los standard de calidad exigidos por la norma ISO, siendo el primer constructor japonés en el sector de la automatización neumática y en el control de fluidos que obtuvo las certificaciones ISO-9001 e ISO-9002. Actualmente CKD se ocupa de la búsqueda de nuevos productos y desarrolla la producción respetando los más altos parámetros en materia de medio ambiente, como indica la normativa ISO-14000. Con una superficie total construida de 14.000 m2, en sus Oficinas centrales poseen todos los medios necesarios para ofrecer fabricaciones especiales, soluciones a medida y entregas de stock en 24 horas en todo el mundo.
PARKER www.parker.com	Líder mundial en tecnologías de movimiento y control. Sector aeroespacial, climatización, sector electromecánico, filtraciones, manipulación de líquidos y gases, sistemas hidráulicos, sistemas neumáticos, control de procesos y sellado de protección.
STAUBLI www.staubli.com	Stäubli es un innovador proveedor de soluciones de mecatrónica con tres divisiones dedicadas a: maquinaria textil, Conectores y Robótica. Con una plantilla de más de 3000, Stäubli tiene presencia en 25 países y agentes en 50 países de todo el mundo.
HOERBIGER www.hoerbiger.com	HOERBIGER está activo en todo el mundo como un actor principal en los campos de la tecnología de compresión, automatización y accionamiento. Los centros de coordinación de sus actividades incluyen los componentes y servicios para compresores, motores y turbomáquinas, sistemas hidráulicos y la tecnología piezoeléctrica de los vehículos y máquinas-herramientas, así como de componentes y sistemas para las operaciones de cambio y embrague en los trenes de la unidad de vehículos de todo tipo. A través de innovaciones en los mercados de nicho tecnológico, el Grupo de HOERBIGER establece las normas y ofrece soluciones de vanguardia para el beneficio de sus clientes.
ATLAS COPCO www.atlascopco.es	Contando con más de 75 años de experiencia en el mercado español, y después de haber desarrollado el "Método Sueco", que revolucionó la perforación minera en el mundo, la empresa Atlas Copco sigue siendo innovador en el mercado de compresores, grupos electrógenos, técnicas de construcción y minería, y herramientas industriales.
INGERSOLL RAND www.ingersollrandproducts.com	Productos de diversa e innovadora gama, sistemas completos de aire comprimido, herramientas y bombas, sistemas de manipulación de fluidos y microturbinas. Además de mejorar la productividad a través de las soluciones creadas por el Club Car®, líder mundial en el golf y vehículos utilitarios para empresas y particulares.
LA-MAN www.laman.com	Con su patente extractor/secador proporcionan separadores de agua y aire que filtran con gran éxito el aire comprimido en la industria desde hace 25 años. Además, la línea de productos incluye otra gran cantidad de patentes en las que muchos clients han confiado, entre ellos, el ejército de Estados Unidos, el Golden Gate Bridge, Tyson Foods, Lockheed Martin. Situado en Port Orange, Florida, utiliza una red mundial de más de 2.000 sucursales de distribución de calidad para servir a mercados diversos.

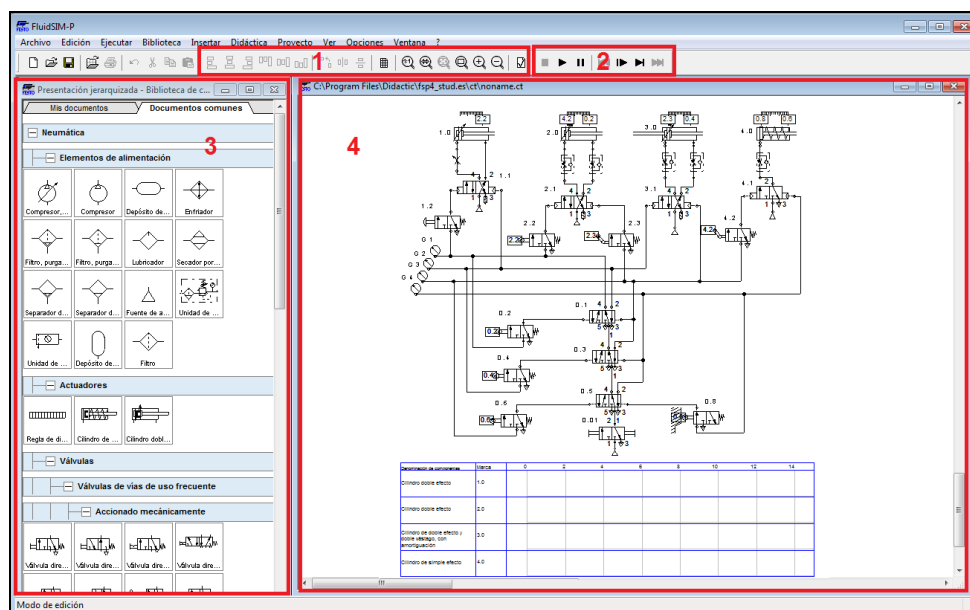
Hydro-Seals Ibérica S.L. www.hydroseals.es	Especialistas desde hace más de 15 años en la comercialización de juntas para la hidráulica y la neumática, con conocimientos técnicos en estos sectores. Todo tipo de juntas para fluidos sea para baja, media o alta presión, y una extensa gama de mezclas, Nitrilo, Poliuretano, Vitón®, Silicona, PTFE, EPDM. Juntas tóricas, ... Experiencia, organización y colaboración con fabricantes especializados en la elaboración de estos productos, le permite ofrecer los mejores sistemas y marcas para la estanqueidad.
Varitec, soluciones y servicios S.L. www.varitecsl.com	Empresa joven e innovadora fundada en los inicios del año 2006, que se dedica principalmente a la construcción de maquinaria especial y equipos de trabajo. Gracias a la amplia experiencia del Sr. Björn Richartz en el sector de la industria auxiliar de la automoción, especialmente en la aplicación de adhesivos especiales con maquinaria automática, se detectó la necesidad en la industria de un servicio flexible y completo. Es distribuidor oficial de Metal Work Pneumatic con almacén propio en Almazán, distribuidor oficial de Dörner Conveyors y servicio oficial post venta de DÜRR Ecoclean. Además colabora con marcas prestigiosas como KUKA, TROAX, Donaldson Ultrafilter e IPF Electronic.
Asturias Industrial www.telecable.es	Fabricantes de: compresores de aire, piezas de compresores de aire, compresores de aire de uso no industrial, Herramientas neumáticas, componentes y conexiones de instalaciones neumáticas...
NOVATEC www.novatec-sl.com	Empresa de constitución relativamente joven. Profesionales procedentes del sector técnico industrial con más de 25 años de experiencia. Dedicada al campo de la automatización, control de procesos industriales, servicios de consultaría, ingeniería mecatrónica y elementos de campo, sistemas de control y supervisión e instalaciones eléctricas en general. Trabajan con multitud de PLCs de diferentes fabricantes, enlazados o no con ordenadores ya sea vía módem, radio o directos, realizan programas de control, supervisión y adquisición de datos a medida para PCs. Hacen sinópticos a medida para la visualización de cualquier proceso automatizado o manual. Automatización industrial, programación de PLCs, servo sistemas, robótica, enlaces a PCs, etc. Armarios eléctricos de control y procesos, instalaciones eléctricas. Automatismos neumáticos, hidráulicos y mecánicos. Ingeniería mecatrónica y elementos de campo.
Inncomex, Innovation Product www.inncomex.com.mx	Soluciones y servicios de automatización y capacitación. Áreas de experiencia: Neumática, electroneumática, PLC, sensores, actuadores (pistones y motores), electroválvulas, robots, motores a pasos, servomotores, sistemas ASCADA y sistemas de visión. Servicios de Ingeniería, Programación, Mantenimiento y Supervisión. México.
AIRTEC, S.A. www.airtecsa.com	Climatización, Ventilación y mantenimiento. Proyectos y Cálculos. Presupuestos. Realización de conductos ó líneas en nuestras instalaciones ó "in situ". Instalación de Maquinas, Conductos ó líneas, difusores, rejillas y otros equipo. Puesta en marcha y entrega de la instalación. Madrid
IndustryStok www.industrystock.es	IndustryStock.es está creado con el objetivo central de comercializar productos de forma controlada y específica. El modo de funcionamiento y la eficiencia representan el punto de conexión más importante entre usuarios y oferentes. Fabricantes de Máquinas, Técnica de Fluido, Técnica de aire general...
Surmaq www.surmaq.com	Mercancías de alta Actividad dirigida a la importación, especialmente de máquinas, suministros para la industria y artesanía, equipos y productos eléctricos y electrónicos, las manufacturas son procedentes de Alemania, España, Estados Unidos de América, Japón, Italia, Brasil y Taiwán. Aire comprimido, Automatización neumática, Instrumentación, Control de fluidos...
Direct Industry www.directindustry.es	Salón virtual de la Industria. La riqueza de la información, la ergonomía del sitio así como la puesta en marcha de numerosos servicios hacen de Direct Industry la herramienta ineludible de los responsables de la industria, ingenieros consultores, responsables compras producción , mantenimiento, etc.
OTROS	UNIVER, WILKERSON, AIR LOGIC, ASCA NUMATICS, CAMOZZI, INGERSOLL, ALETEC, HYDROSEALS, VARITEC, INNCOMEX, VANEQ, GLOBE ...
OTROS (VÍA WEB)	DIRECTINDUSTRY.es, TELECABLE.es, CONFIDALIA.es, HOTFROG.es, ...

ANEXO IV: FESTO FLUIDSIM®: SIMULACIÓN DE CIRCUITOS NEUMÁTICOS

El programa Festo Fluidsim® es una potente herramienta para el diseño de circuitos eléctricos y neumáticos muy sencilla de utilizar desarrollada por FESTO. Dispone de una interfaz muy amigable que funciona bajo entorno Windows. Al abrir el programa y crear un nuevo proyecto, vemos la pantalla que se muestra a continuación.

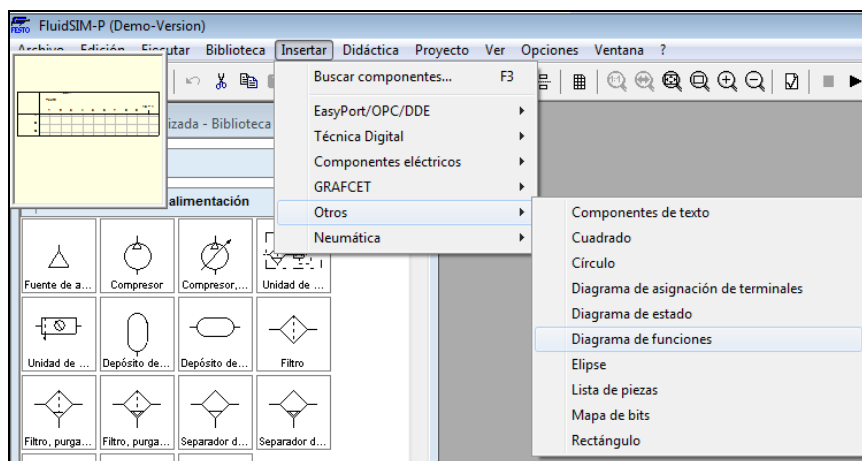


En la imagen siguiente vemos las partes principales de esta ventana y las herramientas básicas de manejo del programa. Aparte de los menús típicos en programas desarrollados para Windows, tenemos las ventanas y herramientas particulares de trabajo del programa. El recuadro 1 contiene los botones referentes a la alineación y presentación del circuito diseñado. El 2 contiene los botones necesarios para llevar a cabo la simulación, tanto en tiempo real como paso a paso. El recuadro 3 contiene las librerías de componentes y el 4 es el espacio de trabajo

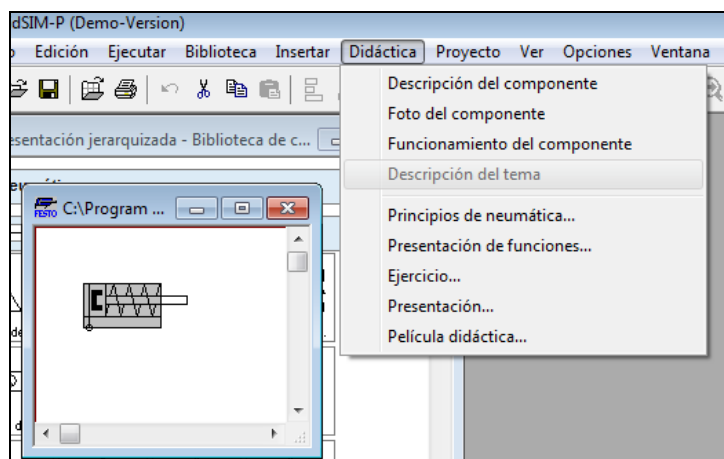


Para empezar a crear los circuitos, solo tenemos que seleccionar los componentes de la librería y arrastrarlos con el botón izquierdo del ratón al espacio de trabajo, posicionarlos y conectarlos uniendo las vías de cada componente, manteniendo presionado el mismo botón. Haciendo doble click sobre un componente determinado accedemos a las propiedades, donde podemos cambiar y configurar las características del mismo, así como añadir vínculos o marcas de accionamiento. Con el botón derecho podemos ver una descripción del componente, una imagen real del elemento

En la pestaña “Insertar”, podemos añadir toda clase de elementos adicionales, como diagramas de estado o textos adicionales. En la esquina superior izquierda vemos una previsualización del elemento.



Otra de las pestañas interesante es la de “Didáctica”. En ella encontramos gran cantidad de ayuda tanto desde el punto de vista teórico como práctico para ampliar conocimientos y facilitar el diseño y desarrollo de circuitos neumáticos (y eléctricos).



En definitiva, es un software muy sencillo de utilizar y de gran potencia que simula circuitos de forma realista.

En la ayuda disponemos de la información necesaria para sacarle mayor partido al circuito, y en la página web de FESTO DIDACTIC podemos encontrar manuales del programa.

Por último, comentar que la versión estudiante tiene muchas características deshabilitadas y la versión demo completa descargable de la página web las tiene todas, pero solo puede ser ejecutada durante 30 minutos. Este es el motivo de haber utilizado ambas para la realización y simulación de los circuitos.

APÉNDICE I: CREACIÓN DE PÁGINAS WEB MEDIANTE DREAMWEAVER MX

El objetivo del programa informático Macromedia Dreamweaver MX es poder realizar de manera sencilla el diseño de páginas web, sin ser un conocedor profundo del lenguaje HTML. Por medio de las funciones disponibles, el propio programa va generando el código en segundo plano, a partir de las órdenes que el usuario da.

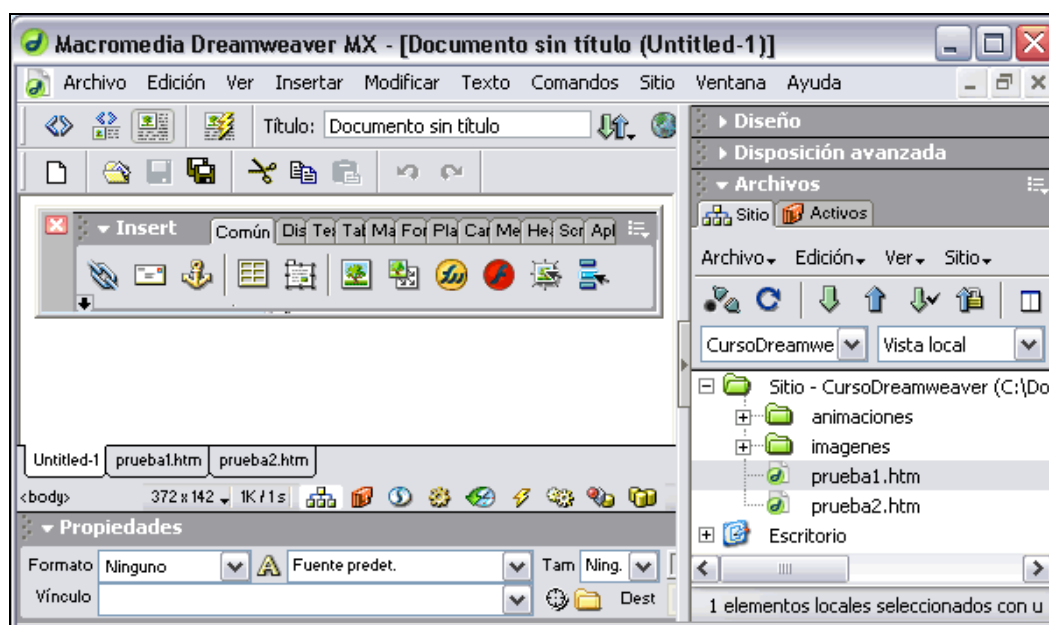
Una vez que el usuario está familiarizado con el programa, el diseño es bastante rápido. A continuación se presentarán, de manera resumida, los pasos principales y las funciones básicas que se han utilizado para el desarrollo de la página web de Neumática relacionada con el proyecto.

Los pasos generales seguidos para realizar una página son (de manera resumida):

- 1) Creación de una carpeta local en el PC, donde se almacenará toda la información relativa al sitio (entenderemos por sitio toda la página web completa).
- 2) Definición de la estructura que tendrá la página (para este paso se ha seguido la presente memoria). Este paso incluye la creación de carpetas y subcarpetas dentro de la carpeta principal para tener una estructura organizada y poder trabajar más cómodamente.
- 3) Selección del diseño de la página, incluyendo todos los formatos, creación de frames, plantillas, estilos CSS y demás elementos (este paso se explicará más en detalle a continuación, al explicar el manejo del programa en el apartado II).
- 4) Introducción del contenido y verificación en paralelo en distintos navegadores.
- 5) Carga de la página en un servidor web, para que ésta esté visible en la Red.

I. EL ENTORNO DE TRABAJO

Al arrancar Dreamweaver, aparece una pantalla inicial como la siguiente, vamos a ver sus componentes fundamentales. Así conoceremos los nombres de los diferentes elementos y será más fácil entender el resto del curso. La pantalla que se muestra a continuación (y en general todas las de este curso) puede no coincidir exactamente con la que ves en tu ordenador, ya que cada usuario puede decidir qué elementos quiere que se vean en cada momento, como veremos más adelante.



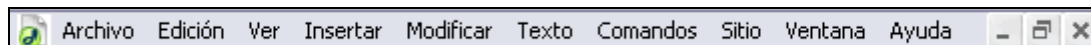
Las barras

La barra de título



La barra de título contiene el nombre del programa. En el extremo de la derecha están los botones para minimizar, maximizar/restaurar y cerrar

La barra de menús





La barra de menús contiene las operaciones de Dreamweaver, agrupadas en menús desplegables. Al hacer clic en Insertar, por ejemplo, veremos las operaciones relacionadas con los diferentes elementos que se pueden insertar en Dreamweaver

Muchas de las operaciones se pueden hacer a partir de estos menús, pero para algunas es preferible o indispensable hacerlas desde los paneles.

La barra de herramientas estándar



La barra de herramientas estándar contiene iconos para ejecutar de forma inmediata algunas de las operaciones más habituales, como Abrir , Guardar , etc

La barra de herramientas de documento



La barra de herramientas de documento contiene iconos para ejecutar de forma inmediata algunas otras operaciones habituales que no incluye la barra de herramientas estándar. Estas operaciones son las de cambio de vista del documento, vista previa, etc.

El lanzador



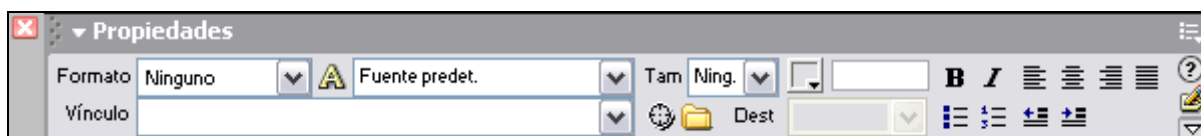
El lanzador se encuentra en la barra de tareas. Con un simple clic sobre los iconos es posible mostrar y ocultar los paneles correspondientes a éstos, sin la necesidad de tener que desplazarse a través de los menús para abrirlos. Es posible personalizar el lanzador, para que solamente aparezcan los iconos deseados por el usuario


Los paneles e inspectores

Dreamweaver utiliza ventanas flotantes similares a las barras de herramientas, pero que se conocen como paneles o inspectores. La diferencia entre panel e inspector es que, en general, la apariencia y opciones de un inspector cambian dependiendo del objeto seleccionado

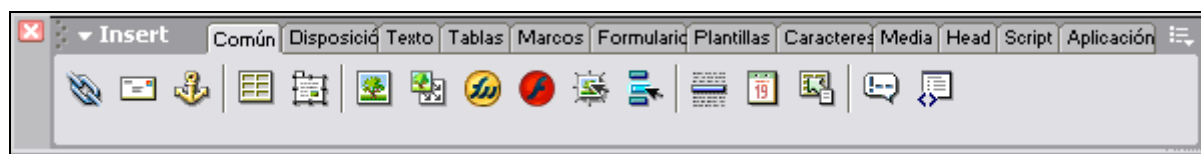
A través de la opción Ventana, de la barra de menús, es posible mostrar u ocultar cada uno de los paneles o inspectores. Vamos a ver los más importantes

El inspector de propiedades



El inspector de propiedades muestra y permite modificar las propiedades del elemento seleccionado que son usadas de forma más frecuente. Por ejemplo, cuando el elemento seleccionado sea texto mostrará el tipo de fuente, la alineación, si está en negrita o cursiva, etc. Pulsando sobre el botón  se despliega para mostrar más opciones. Este botón se encuentra en la esquina inferior-derecha. Seguramente será la herramienta de Dreamweaver que más vayas a utilizar.

El panel de objetos



El panel de objetos permite insertar elementos en un documento sin la necesidad de recurrir al menú insertar. Los botones están clasificados según su categoría: tablas, texto, objetos de formulario, etc. Es posible configurar este panel para que en los botones se muestren los iconos de los objetos (como ocurre en la imagen anterior), para que se muestren los nombres de los objetos, o para que se muestren ambos a la vez.

II. CREACIÓN DE LA PÁGINA WEB

Lo primero que hacemos es crear un sitio desde el panel lateral, configurando todos los elementos necesarios. Tras ello, creamos todas las páginas con extensión HTM (desde archivo/nuevo/página HTML) que contendrá el sitio, estructuradas en carpetas. También introducimos todas las imágenes en la carpeta creada a tal efecto (todo esto facilitará enormemente en el futuro el diseño de la página).

El siguiente paso es la creación de marcos o *frames* desde el panel de objetos. Estos permitirán dividir la página en varias partes, cada una de las cuales mostrará un contenido (de otras páginas). Para la Web de Neumática se eligieron 3 frames: el superior, con el título de la página y el logotipo de la universidad (que muestra la página llamada "título.htm"), el lateral, con la barra de navegación (con la página "índice.htm"), y el central, donde iremos cargando el resto de páginas a visualizar desde la barra de navegación (esto se hace eligiendo como destino el frame principal, que es este tercero).

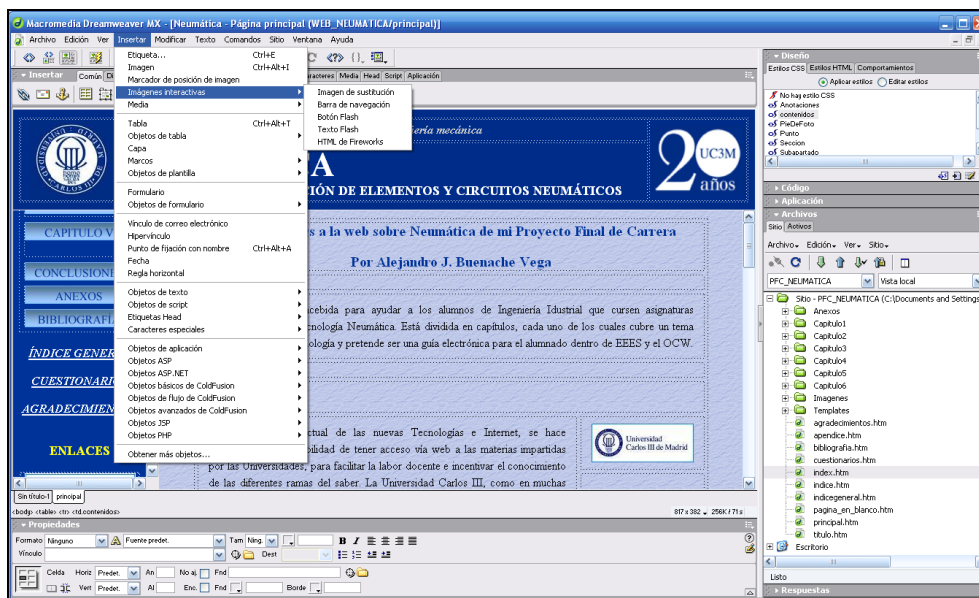
La forma más sencilla de crear las páginas es mediante plantillas, estilos CSS y tablas. Generamos todos estos elementos desde el panel lateral. La plantilla sirve para que todas las páginas tengan la misma estructura y no tengamos que repetir trabajos para cada página. Los estilos permiten cambiar el diseño de la página muy rápidamente, ya que al modificar este se modifica todo el contenido que tenga dicho estilo. Las tablas permiten colocar el contenido en la disposición que se considere adecuada y conseguir un diseño agradable.

Con los frames y las tres páginas creadas, el contenido completo añadido y los vínculos puestos correctamente, lo que visualizaríamos en el programa sería como se ve en la figura siguiente.



Una de las cosas más importantes al crear una página web son los vínculos. Estos permiten navegar por el sitio. En Dreamweaver los añadimos para un objeto o texto en el panel de propiedades. Podemos llamar a una página del sitio, un sitio específico de la misma u otra página, un archivo o poner un enlace a otras páginas web. Estos vínculos enlazan todas las páginas y sirven para la navegación, junto con la barra de navegación lateral.

En el menú insertar aparecen todos los elementos que se han utilizado en la creación de las páginas, barras de navegación, puntos de fijación, caracteres especiales, tablas, marcos, plantillas, etc. Explicarlos aquí todos sería muy tedioso y existen gran cantidad de tutoriales para aprender a manejarlos en profundidad.



Por último, una de las cosas más útiles en Dreamweaver es la tecla F12, que permite visualizar en el Navegador que tengamos por defecto el diseño de la página.

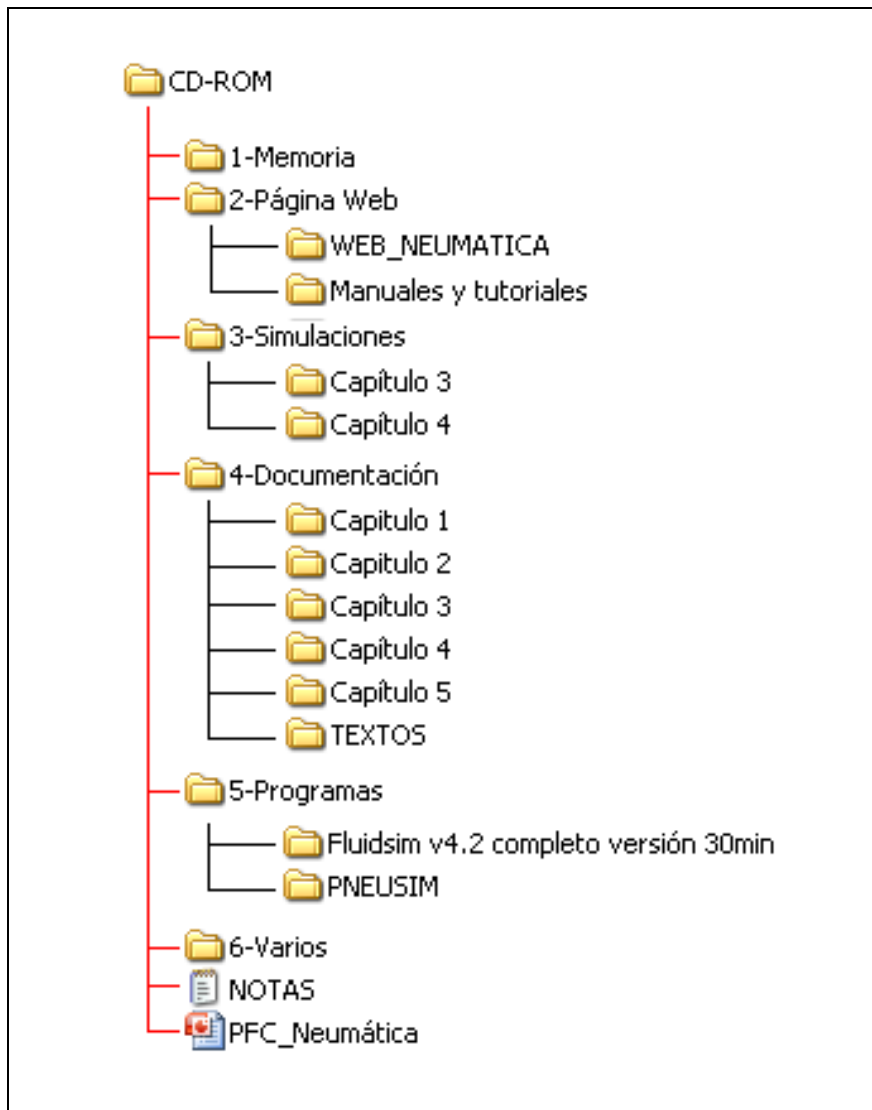
Para finalizar esta breve descripción, decir que este software tiene una inmensa cantidad de propiedades que, a medida que se va utilizando, y habiendo realizado algún tutorial no muy extenso, se van descubriendo, aumentando así las capacidades de creación y diseño de páginas web.

APÉNDICE II: CONTENIDO DEL CD-ROM

En la siguiente figura se desglosa el contenido del CD-ROM anejo al proyecto, con todos los contenidos que presenta.

Hay 6 carpetas principales y varias subcarpetas que contienen, de forma estructurada, todo el material utilizado para la realización tanto de la memoria como de la página web.

Sin estar contenidos en ninguna carpeta, aparecen dos archivos, la presentación utilizada en la defensa del proyecto y un archivo de notas con algunas breves indicaciones e instrucciones de uso del CD-ROM y el contenido que se puede encontrar.



Existe otra parte de la información, que habiendo sido utilizada en el proyecto, o bien por no estar disponible en formato electrónico, o bien por disponer de Copyright, no ha sido incluida en este CD-ROM.

La redacción de la memoria del presente proyecto
se terminó de revisar el 18 de Julio de 2010.